

①⑨ RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

①⑪ N° de publication : 2 841 626

(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

②① N° d'enregistrement national : 02 08080

⑤① Int Cl⁷ : F 16 K 15/04, E 21 B 17/08, 17/042

⑫ DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②② Date de dépôt : 28.06.02.

③⑦ Priorité :

④③ Date de mise à la disposition du public de la
demande : 02.01.04 Bulletin 04/01.

⑤⑥ Liste des documents cités dans le rapport de
recherche préliminaire : *Se reporter à la fin du
présent fascicule*

⑥⑦ Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

⑦① Demandeur(s) : VALLOUREC MANNESMANN OIL &
GAS FRANCE Société anonyme — FR.

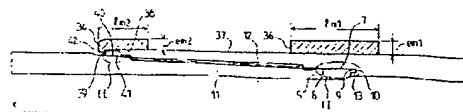
⑦② Inventeur(s) : VERGE ERIC, BRUNEAU ALBERT et
DURAND ANTOINE.

⑦③ Titulaire(s) :

⑦④ Mandataire(s) : CABINET NETTER.

⑤④ JOINT FILETE TUBULAIRE RENFORCE POUR ETANCHEITE AMELIOREE APRES EXPANSION PLASTIQUE.

⑤⑦ L'invention concerne un joint tubulaire fileté de hautes performances comprenant un premier élément tubulaire mâle (11) et un second élément tubulaire femelle (12) mutuellement assemblés par vissage. Un des éléments tubulaires (11;12) comporte une lèvre non filetée (38;5) s'étendant entre son filetage et son extrémité libre et présentant une surface d'étanchéité (40;7) en contact étanche avec la surface en regard (41;8) de l'autre élément après vissage, expansion diamétrale puis génération de forces de retour élastique des premier et second éléments tubulaire. Le joint comprend une manchette tubulaire (34;36) enfilée avant vissage sur le second élément (12), positionnée pour s'étendre axialement essentiellement en regard de ladite lèvre (3;5) et, après expansion diamétrale, engendrant une force de retour élastique qui s'ajoute à celle du second élément pour contrarier la force de retour élastique du premier élément en réalisant de ce fait au moins le frettage du second élément par la manchette tubulaire.



BEST AVAILABLE COPY

FR 2 841 626 - A1



Joint fileté tubulaire renforcé pour étanchéité améliorée
après expansion plastique

5

L'invention concerne un joint tubulaire, notamment du genre utilisé pour des puits d'hydrocarbures ou pour des puits similaires, par exemple en géothermie.

- 10 Un tel joint peut exister entre deux tubes de grande longueur, ou entre un tube de grande longueur et un manchon. Ces joints sont utilisés notamment pour assembler des colonnes de tubes de cuvelage ("casings") ou de production ("tubings"). Compte tenu des caractéristiques mécaniques exigées, les
- 15 tubes de cuvelage et ceux de production sont généralement en acier traité thermiquement.

- De leur côté, les joints doivent tenir en traction, en compression, en flexion et parfois en torsion, ainsi qu'à de
- 20 forts écarts de pression dans les deux sens entre l'intérieur et l'extérieur. Et ils doivent même être étanches aux gaz, au moins dans certains cas. Les joints filetés sont particulièrement avantageux à cet égard.

- 25 Mais il est actuellement envisagé de soumettre les tubes, in situ, à une expansion diamétrale, avec déformation plastique permanente. Ceci offre différents avantages, sur lesquels on reviendra. Encore faut-il que les joints restent opérationnels, après la déformation plastique d'expansion diamétrale,
- 30 qu'ils subissent comme les tubes. Ainsi, il est souhaitable que les joints filetés tiennent après expansion diamétrale plastique, en conservant l'essentiel des propriétés qui les font apprécier, notamment de tenue mécanique en traction/compression, avec ou sans surpression interne ou
- 35 externe, ainsi que d'étanchéité. Un joint reste étanche à des pressions de liquide et/ou de gaz d'autant plus importantes que la pression de contact entre les parties du joint est forte sur une largeur importante et sur toute la périphérie des surfaces en contact.

40

Les joints classiques ne donnent pas entière satisfaction: ou bien ils ne tiennent pas ces exigences, ou bien ils les tiennent de manière aléatoire, ou bien ils les tiennent, mais non de manière répétée.

5

Dans WO 02/01102, il est proposé une structure de joint prévue pour tenir l'expansion diamétrale plastique. Dans FR 02 00055, la demanderesse a également proposé une structure de joint améliorée pour tenir l'expansion diamétrale plas-
10 tique.

La présente invention vient améliorer la situation et plus particulièrement l'étanchéité du joint fileté.

15 L'invention concerne un joint tubulaire fileté de hautes performances comprenant un premier élément tubulaire mâle et un second élément tubulaire femelle propres à être mutuelle-
ment assemblés par vissage de filetages respectifs conjugués. L'un au moins des premier et second éléments tubulaires
20 comporte une lèvre non filetée s'étendant entre son filetage et son extrémité libre et présentant une surface d'étanchéité propre à être en contact étanche avec la surface en regard de l'autre élément après vissage, expansion diamétrale puis
génération de forces de retour élastique des premier et
25 second éléments tubulaire.

Selon une caractéristique principale, le joint tubulaire comprend une manchette tubulaire propre à être enfilée avant
vissage sur le second élément, à être positionnée pour
30 s'étendre axialement essentiellement en regard de ladite lèvre et, après expansion diamétrale, à engendrer une force de retour élastique qui s'ajoute à celle du second élément pour contrarier la force de retour élastique du premier
élément en réalisant de ce fait au moins le frettage du
35 second élément par la manchette tubulaire.

Selon une réalisation avantageuse, la lèvre non filetée du premier élément comprend une languette en extrémité propre à

être engagée en butée dans une rainure correspondante du second élément après vissage et avant expansion. La lèvre non filetée est également propre à être maintenue par la languette dans la rainure durant l'expansion diamétrale.

5

Avantageusement, la surface d'étanchéité de la lèvre et la surface en regard sont cylindriques et sont disposées à faible jeu l'une de l'autre après vissage et avant expansion diamétrale.

10

Selon une autre réalisation, la surface d'étanchéité de la lèvre et la surface en regard sont propres à interférer radialement l'une contre l'autre après vissage et avant expansion diamétrale.

15

Selon une première variante de réalisation, chacun des premier et second éléments tubulaires comporte une lèvre non filetée s'étendant entre son filetage et son extrémité libre et présentant une surface d'étanchéité propre à être en contact étanche avec la surface en regard de l'autre élément après vissage, expansion diamétrale puis génération de forces de retour élastique des premier et second éléments tubulaires. Dans cette réalisation, le joint tubulaire comprend deux manchettes tubulaires propres à être enfilées avant vissage sur le second élément, à être positionnées pour s'étendre axialement essentiellement en regard desdites lèvres respectivement et à engendrer une force de retour élastique qui s'ajoute à celle du second élément pour contrarier la force de retour élastique du premier élément en réalisant de ce fait au moins le frettage du second élément par la manchette tubulaire.

30

Dans une seconde variante de réalisation, les deux manchettes sont reliées entre elles par une entretoise ayant une section transversale inférieure à celle des manchettes, les manchettes et l'entretoise étant réalisées en une seule pièce.

Avantageusement, l'entretoise tubulaire présente une épaisseur radiale inférieure à celle des manchettes.

Selon une réalisation de l'invention, chaque manchette tubulaire a une longueur de recouvrement environ égale à la longueur de la lèvre en regard optionnellement additionnée d'au plus 8 pas desdits filetages.

5

Avantageusement, chaque manchette est centrée sur la lèvre en regard.

10

Dans une réalisation avantageuse, la manchette tubulaire s'étendant en regard de la lèvre du second élément comprend une saillie radiale propre à venir au contact d'une surface radiale située à l'extrémité du second élément et propre à faciliter le positionnement de la manchette tubulaire.

15

Préférentiellement, la manchette tubulaire est maintenue en position par rapport au second élément par collage d'au moins une partie des surfaces du second élément et de la manchette en regard.

20

La manchette tubulaire est positionnée axialement sur le second élément au moyen d'un frettage au moins par refroidissement du second élément et /ou par chauffage de la manchette tubulaire.

25

Pour faciliter le positionnement de la manchette tubulaire, le second élément comprend une marque située sur sa surface périphérique extérieure. Dans une réalisation possible, la marque est une gorge peu profonde effectuée sur le second élément.

30

Préférentiellement, l'épaisseur radiale de la manchette tubulaire est au moins égale à 1,5 mm.

35

Le matériau de la manchette tubulaire possède une limite élastique supérieure à la limite élastique du matériau des premier et second éléments. De plus, la limite élastique de la manchette tubulaire est réglée par traitement thermique.

L'invention concerne également un procédé de réalisation d'un joint fileté tubulaire étanche à partir d'un joint fileté tubulaire dit "joint fileté tubulaire initial". On fait subir à ce joint fileté initial une expansion diamétrale dans le domaine des déformations plastiques à l'aide d'un boulet d'expansion de diamètre supérieur au diamètre intérieur desdits éléments tubulaires, qui est déplacé axialement dans le joint fileté, la ou chaque manchette engendrant, après expansion, une force de retour élastique qui s'ajoute à celle du second élément dans la région qu'elle recouvre.

L'invention concerne également un joint tubulaire étanche de hautes performances, tel qu'on peut l'obtenir par le procédé de l'invention, comprenant un premier élément tubulaire mâle et un second élément tubulaire femelle mutuellement assemblés par vissage de filetages respectifs conjugués. L'un au moins des premier et second éléments tubulaires comporte une lèvre non filetée s'étendant entre son filetage et son extrémité libre et présentant une surface d'étanchéité en contact étanche avec la surface en regard de l'autre élément. Le joint comprend en outre une manchette tubulaire entourant avec serrage le second élément et s'étendant axialement essentiellement en regard de ladite lèvre.

Les figures ci-après illustrent de manière non limitative des modes de réalisation de l'invention :

- la figure 1 représente un joint fileté du type auquel s'applique l'invention,
- la figure 2 représente l'élément mâle du joint fileté de la figure 1,
- la figure 3 représente l'élément femelle du joint fileté de la figure 1,

les figures 4 à 7 représentent le joint fileté du type auquel s'applique l'invention à diverses étapes du processus d'expansion,

- la figure 4 représente la phase d'expansion du joint fileté,

- la figure 5 représente la phase de flexion,

5

- la figure 6 représente la phase de redressement,

- la figure 7 représente l'état final du joint fileté ayant subi le processus d'expansion,

10

- la figure 8 représente un joint fileté avant expansion comprenant un exemple de manchettes selon l'invention,

- la figure 9 représente le joint fileté après expansion comprenant un exemple de manchettes selon l'invention.

15

Les dessins contiennent, pour l'essentiel, des éléments de caractère certain. Ils pourront donc non seulement servir à mieux faire comprendre la description, mais aussi contribuer à la définition de l'invention, le cas échéant.

20

L'annexe I présente les résultats d'une étude comparative sur l'étanchéité d'un joint de référence et de joints filetés selon l'invention.

25

On revient ici sur le forage de puits, pour hydrocarbures ou géothermie par exemple.

Traditionnellement, le haut d'un puits est d'abord foré sur une profondeur relativement faible de quelques dizaines de mètres à l'aide d'un outil de gros diamètre, de l'ordre par exemple de 500 mm, et est cuvelé à l'aide d'une colonne de tubes de ce diamètre. Le diamètre de forage diminue ensuite par pas jusqu'au fond du puits qui peut être foré avec un diamètre nettement plus faible, de l'ordre de 150 mm dans le même exemple. Un tel puits est alors cuvelé à l'aide de plusieurs colonnes de tubes concentriques, descendues chacune en fin de forage au diamètre correspondant et toutes suspendues depuis la surface; les tubes de plus gros diamètre

30

35

s'étendent depuis la surface jusqu'à quelques dizaines de mètres de profondeur et les tubes de plus petit diamètre s'étendent depuis la surface jusqu'au fond du puits, dont la profondeur peut atteindre plusieurs milliers de mètres.

5 L'espace entre les tubes de cuvelage et le terrain est par exemple cimenté.

Après que le puits est entièrement foré et cuvelé, une colonne de tubes de production peut être descendue pour

10 permettre notamment la remontée des hydrocarbures jusqu'à la surface, c'est-à-dire l'exploitation effective du puits. On comprend que cette colonne de tubes de production possède un diamètre extérieur légèrement inférieur au diamètre intérieur de la colonne de tubes de cuvelage.

15 Équiper un puits conduit donc à mettre en oeuvre un grand nombre de tubes de différentes dimensions le plus souvent assemblés à l'aide de joints filetés compte tenu des avantages de ce type d'assemblage. On cherche à rendre ces tubes

20 les plus minces possibles, pour ne pas nécessiter de trop gros diamètres de tubes de cuvelage près de la surface. Or le respect des contraintes et spécifications applicables aux joints filetés conduit souvent à leur donner une épaisseur plus grande que celle de la partie courante des tubes; ce qui

25 oblige à augmenter la progression diamétrale entre colonnes concentriques, lorsqu'on descend en profondeur dans le puits.

L'assemblage des tubes entre eux a lieu soit par vissage des extrémités filetées des tubes les unes dans les autres

30 (joints dits intégraux), soit à l'aide de manchons filetés recouvrant leurs extrémités. Les tubes sont descendus successivement après vissage dans l'extrémité du tube ou du manchon précédent.

35 La spécification API 5 CT de l'American Petroleum Institute (API) définit ainsi des joints filetés tubulaires entre deux tubes de grande longueur ("integral-joint tubing", "extreme-line casing"), ainsi que des assemblages filetés manchonnés comportant deux joints filetés permettant d'assembler deux

tubes de grande longueur à l'aide d'un manchon. Ces joints API ne sont étanches que par l'adjonction d'une graisse chargée de particules métalliques qui remplit les interstices entre filets.

5

Bien entendu les liaisons entre tubes (ou entre tubes et manchons) doivent rester étanches quelles que soient les sollicitations que les tubes subissent lors de leur descente dans le puits, et dans une large limite de masse supportée, 10 puisque chaque joint soutient au moins partiellement des tubes situés au-dessous de lui. Aussi les performances mécaniques des joints filetés apparaissent-elles intimement liées à leurs caractéristiques géométriques.

15 Un joint fileté est d'abord défini par une "efficacité" en traction déterminée par le rapport entre la section transversale du tube au droit du filetage et la section transversale du tube dans sa longueur.

20 En outre, lorsque la pression de fluide intérieure ou extérieure exercée sur les tubes devient excessive, les filetages peuvent désengrener surtout dans le cas de filetages à filets triangulaires arrondis. C'est pourquoi on préfère généralement mettre en oeuvre des filetages trapézoï- 25 daux.

Ceci étant, quel que soit le type de filetage utilisé, il existe toujours, malgré l'utilisation de graisses chargées de particules, un canal de fuite dans lequel un fluide à haute 30 pression peut circuler du fait du jeu existant entre les surfaces non en contact. Pour une charge donnée en traction, il existe un seuil de pression du fluide, au-delà duquel l'effort combiné de traction et pression provoque sur les joints filetés API un désengrènement des filetages des 35 parties mâles et femelles en contact.

Les joints et assemblages filetés ont fait l'objet, pour éviter cela, de différents perfectionnements: par exemple les brevets FR 1489013, EP 0488912, US 4494777 ont visé à

réaliser des joints filetés tubulaires dits supérieurs ou "premium" particulièrement étanches grâce à des portées d'étanchéité métal-métal et à des butées entre éléments mâles et femelles judicieusement arrangées.

5

Ceci peut se faire par deux portées d'étanchéité coniques en contact interférant, la portée d'étanchéité mâle étant disposée extérieurement au-delà du filetage mâle et la portée d'étanchéité femelle étant disposée de manière correspondante sur l'élément femelle. Des butées transversales sont utilisées conjointement pour positionner les portées d'étanchéité et pour renforcer leur efficacité.

10

Comme indiqué, après descente d'une colonne tubulaire dans un puits, on envisage de soumettre celle-ci à une expansion diamétrale, avec déformation plastique permanente. Ceci se fait par exemple à l'aide d'un boulet dont le passage est forcé à l'intérieur de la colonne: voir brevets ou demandes de brevet WO 93/25799, WO 98/00626, WO 99/06670, WO 99/35368, WO 00/61915, GB 2344606, GB 2348657. Ceci offre des potentialités très intéressantes:

20

- descendre une colonne de faible encombrement, qui est ensuite expansée à force;

25

- mettre en place de cette façon une colonne de tubes de cuvelage,

30

- de même, colmater in situ les trous d'un tube de cuvelage ou de production percé par la corrosion ou par le frottement des tiges de forage, ou bien descendre dans le puits des tubes de faible encombrement qui seront expansés au diamètre souhaité une fois en place.

35

- enfin et surtout, permettre de forer des puits de diamètre uniforme sur toute leur longueur, dont le cuvelage est réalisé par une colonne de tubes tous de même diamètre, les tubes étant introduits à l'état non expansé, puis étant expansés in situ au diamètre du puits.

Il serait alors possible de diminuer fortement le nombre de tubes nécessaires pour équiper un puits, en supprimant les tubes de plus gros diamètre et de plus forte épaisseur. Le

coût du puits est diminué en conséquence. Il peut même être envisagé de forer le puits directement avec la colonne de tubes de cuvelage, qui jouerait le rôle de train de tiges de forage.

5

Il s'est avéré que réaliser des joints filetés qui tiennent leurs performances après cette expansion est extrêmement délicat, d'autant plus que ceci doit être fiable (tous les joints doivent tenir) et stable dans les conditions de fonctionnement.

10

Il s'est avéré que les joints filetés tubulaires classiques tels que ceux selon le brevet US 4494777 ne supportent pas l'expansion diamétrale plastique. On constate après expansion sur ces joints:

15

- une absence d'étanchéité (qui empêche accessoirement de réaliser l'expansion en poussant hydrauliquement le boulet dans la colonne);

20

- une flèche de l'extrémité mâle vers l'intérieur du joint qui réduit considérablement et de manière inacceptable le diamètre intérieur opérationnel de la colonne en réalisant une saillie intérieure dans l'espace défini par le diamètre intérieur opérationnel;

25

- éventuellement la rupture de la lèvre d'extrémité mâle par dépassement de la capacité de déformation de certaines zones particulièrement sollicitées du fait des variations d'épaisseur tout au long des éléments mâles et femelles par rapport à l'épaisseur au corps du tube.

30

On a donc cherché à réaliser un joint fileté tubulaire qui soit apte à résister à l'opération d'expansion dans le puits et qui soit étanche aux liquides et aux gaz après ladite opération d'expansion. On a aussi cherché à ce que le joint fileté tubulaire soit simple et économique à produire. On a en outre cherché à ce que le joint fileté possède de bonnes caractéristiques métallurgiques en service donc après expansion, notamment à ce qu'il présente dans cet état une limite d'élasticité suffisante, à ce qu'il soit exempt de

35

fragilité et à ce qu'il présente de bonnes caractéristiques à la fissuration sous contrainte par H₂S.

On connaît des joints filetés ayant une lèvre mâle en
5 correspondance avec un logement femelle (US 4611838, US 3870351, WO 99/08034, US 6047997). Il s'est avéré que ces montages connus ne tiennent pas l'étanchéité après expansion plastique, qui n'y est d'ailleurs nullement envisagée.

10 Dans US 4611838, la lèvre mâle présente une surface annulaire d'extrémité mâle comportant une dent annulaire; et il est prévu une surface annulaire d'épaulement femelle comportant une rainure annulaire. Pour la mise en butée, la lèvre mâle possède une surface périphérique extérieure torique et le
15 logement femelle possède une surface périphérique intérieure conique. Ces surfaces périphériques interfèrent radialement en fin de vissage pour constituer des portées d'étanchéité. US 4611838 vise à maximaliser l'interférence radiale de la surface périphérique torique extérieure de la lèvre mâle avec
20 la surface périphérique conique intérieure du logement femelle en fin de vissage (et par là même l'étanchéité du joint fileté) grâce à la forme de ces surfaces périphériques et à l'effet de support de la surface inférieure de la rainure pour la surface inférieure de la dent. Mais la
25 surface d'extrémité mâle selon US 4611838 n'est pas bien maintenue en position dans celle de l'épaulement femelle du joint fileté et ne permet donc pas de transmettre un moment de flexion à l'extrémité libre de la lèvre mâle du fait de l'espace libre entre la paroi supérieure de la languette à
30 l'extrémité libre de celle-ci et la paroi supérieure de la rainure au fond de celle-ci. L'étanchéité après expansion ne peut donc être garantie.

US 3870351 présente une configuration de lèvre et d'extrémité
35 mâles et de logement femelle voisine de la configuration du brevet US 4611838, la surface d'extrémité libre mâle étant bombée convexe et portant contre une surface d'épaulement femelle bombée concave de manière à réaliser deux jeux de portées d'étanchéité métal-métal, l'un au niveau des surfaces

bombées, l'autre jeu étant disposé sur la surface périphérique extérieure de lèvre mâle et sur la surface périphérique intérieure de logement femelle. Une telle configuration permet d'augmenter l'interférence radiale entre les portées d'étanchéité périphériques sur le joint vissé, ce qui n'est cependant pas suffisant pour l'application considérée (étanchéité après expansion).

WO 99/08034 décrit un joint fileté à filets carrés ayant une lèvre mâle en correspondance avec un logement femelle et présentant des surfaces annulaires d'extrémité mâle et d'épaulement femelle en forme de feuillures en butée et encastrées l'une dans l'autre. La surface périphérique extérieure de la lèvre mâle et la surface périphérique intérieure du logement femelle présentent des parties cylindriques qui interfèrent radialement entre elles pour former un jeu de portées d'étanchéité périphériques en fin de vissage lorsque les feuillures mâle et femelle sont encastrées. La configuration de ces surfaces est complexe et coûteuse à réaliser et n'offre aucune garantie d'étanchéité après expansion plastique. En outre, l'emprisonnement de graisse risque d'entraîner un mauvais positionnement des éléments filetés.

US 6047997 décrit enfin une structure de tiges de forage pour conduits souterrains pour lesquels il n'y a pas d'exigence particulière d'étanchéité. La surface d'extrémité mâle selon ce brevet est encastrée dans une surface d'épaulement femelle mais les figures font apparaître un espace important entre la surface périphérique extérieure de la lèvre mâle et la surface périphérique intérieure du logement femelle. Cela n'est pas satisfaisant non plus pour l'application considérée.

Dans la technique d'assemblage par expansion, chaque tube est abouté aux tubes déjà assemblés après être passé à l'intérieur des tubes qui le précèdent. Pour permettre ce passage, le diamètre de chaque tube déjà assemblé a subi une expansion de l'ordre de 10 à 25 % en commençant par le premier, par le

passage d'un boulet de forme généralement conique tiré depuis la surface du puits. Cette expansion des tubes permet également d'améliorer l'étanchéité au niveau des surfaces en contact des joints.

5

Un mode de réalisation d'un joint d'étanchéité métal contre métal en forme de doigt adapté à cette technique est décrit dans WO 02/01102 précité. Un autre mode de réalisation est présenté dans la demande de brevet français non encore publiée FR 02 00055 précitée. Chacune de ces réalisation décrit un joint d'étanchéité propre à être expansé et, une fois expansé, présentant des zones d'étanchéité qui assurent une étanchéité au fluide, voire au gaz.

15 Une zone d'étanchéité est constituée de deux surfaces en contact soumises à des pressions de contact. Une zone d'étanchéité reste étanche à des pressions de liquide, voire de gaz, d'autant plus importantes que la pression de contact sur ces surfaces est forte. De plus, les dimensions de ces surfaces d'étanchéité (largueur et longueur) ont également une influence sur l'étanchéité. L'invention propose d'améliorer l'étanchéité de ces joints à des pressions de liquide et de gaz notamment en augmentant la pression de contact au niveau des zones d'étanchéité.

25

La figure 1 représente un joint comprenant un élément fileté mâle 1 disposé en extrémité d'un premier tube 11. Cet élément mâle est vissé en butée dans un élément fileté femelle 2 disposé en extrémité d'un second tube 12. Le diamètre intérieur de l'élément fileté mâle est ici égal au diamètre intérieur DI des tubes 11, 12. Dans le mode de réalisation de la figure 1, le diamètre extérieur de l'élément fileté femelle est égal au diamètre extérieur DE des tubes 11, 12 à titre d'exemple uniquement.

35

Le joint est représenté sur la figure 1 à l'état simplement vissé en butée avant toute opération d'expansion diamétrale.

Le second tube 12 tel que représenté est un tube de grande longueur. Ce second tube pourrait être, de manière non représentée, un manchon muni d'un côté de l'élément femelle 2 et de l'autre côté d'un second élément femelle symétrique ou non de ce dernier et vissé à un élément mâle situé en extrémité d'un autre tube de grande longueur.

Seul l'élément mâle 1 est représenté sur la figure 2.

10 Il comprend un filetage mâle 3, conique à filets trapézoïdaux, et se prolonge vers son extrémité libre par une partie d'extrémité non filetée constituée par une gorge 21 et par une lèvre 5 et se termine par une surface annulaire d'extrémité mâle 9.

15

La gorge 21 possède une forme en U peu profonde.

Elle démarre immédiatement au-delà du filetage et sa profondeur h_g est inférieure à la hauteur des filets du filetage 3.

20 De la sorte le fond de la gorge arrive au pied du premier filet du filetage.

La largeur de la gorge l_g est sensiblement égale à 4 fois sa profondeur h_g .

25

La lèvre 5 présente:

a) une surface périphérique extérieure 7 de forme cylindrique,

30

b) une surface périphérique intérieure 19 qui correspond à la zone d'extrémité de la surface périphérique intérieure cylindrique du premier tube 11.

35 La lèvre 5 possède donc une épaisseur e_1 uniforme sensiblement égale à la moitié de l'épaisseur e_t du tube 11. Elle possède une longueur l_1 mesurée depuis l'extrémité de la gorge jusqu'à l'aplomb de la surface 15 (définie plus bas) sensiblement égale à 3 fois l'épaisseur de lèvre e_1 .

La surface d'extrémité mâle 9 forme une feuillure. Cette feuillure est constituée d'une surface transversale annulaire mâle 15 et d'une languette 13 annulaire se projetant axialement, adjacente à la surface transversale 15. La surface transversale mâle 15 est située du côté de la feuillure dirigé vers l'intérieur du joint fileté.

La surface périphérique extérieure de la languette 13 est dans le prolongement de la surface 7 de la lèvre tandis que sa surface périphérique intérieure 17 est par exemple cylindrique.

L'épaisseur radiale de la languette 13 est sensiblement identique à celle de la surface transversale 15 tandis que la hauteur de la languette (ou projection axiale de celle-ci) est sensiblement égale à l'épaisseur radiale de cette même languette. Elle peut aussi être égale à 1,5 fois cette épaisseur radiale pour mieux maintenir l'extrémité libre de la languette lors de l'expansion.

L'élément femelle 2 est représenté seul à la figure 3.

Il comprend, en partant de l'extrémité libre de l'élément femelle, un filetage femelle 4 à filets trapézoïdaux homologue du filetage mâle 3 puis une partie non filetée 6. Cette partie non filetée 6 forme un logement pour correspondre et coopérer avec la lèvre 5 de l'élément mâle 1.

Le logement femelle 6 présente une surface périphérique 8 tournée vers l'intérieur, de forme cylindrique, reliée d'un côté au filetage femelle 4 et de l'autre côté via un épaulement femelle 10 à la surface périphérique intérieure cylindrique 20 du second tube 12.

De manière générale, le diamètre de la surface périphérique 8 du logement est très légèrement supérieur au diamètre de la surface périphérique extérieure 7 de la lèvre mâle 5. De cette façon, les surfaces 7 et 8 peuvent coulisser l'une dans l'autre à faible jeu lors du vissage de l'élément mâle dans

l'élément femelle, par exemple avec un jeu de 0,2 mm. L'avantage d'un tel coulisement sera exposé plus loin.

L'épaulement femelle présente une surface annulaire d'épaulement 10 qui est disposée de manière sensiblement correspondante et possède une forme sensiblement homologue à celle d'extrémité mâle 9. La surface 10 forme une feuillure constituée d'une surface annulaire transversale femelle 16 et d'une rainure annulaire 14 adjacente à la surface transversale 16.

La surface transversale femelle 16 est située du côté de la feuillure dirigé vers l'intérieur du joint fileté.

La paroi 18 de la rainure 14 adjacente à la surface transversale 16 est par exemple cylindrique et peut se raccorder à cette dernière par un chanfrein ou un arrondi. La paroi opposée de la rainure est dans le prolongement de la surface périphérique 8. Lors du vissage du joint fileté, la surface 17 de la languette "monte" sur la paroi 18 de la rainure jusqu'à ce que l'extrémité libre transversale de la languette arrive contre le fond de la rainure 14. La hauteur axiale h_r de la languette 14 et la profondeur axiale P_r de la rainure sont telles que les surfaces transversales 15 et 16 ne viennent en contact qu'après un vissage supplémentaire. Le faible jeu entre les surfaces cylindriques 7 et 8 et entre les surfaces de la languette et de la rainure qui les prolongent permet l'évacuation de la graisse en fin de vissage et donc un positionnement correct de la lèvre 5 par rapport au logement 6.

Les figures 4 à 7 explicitent les phénomènes de déformation qui se produisent lorsque l'on réalise au moyen d'un boulet une expansion diamétrale de l'ordre de 15 % sur des tubes assemblés par les joints filetés qui viennent d'être décrits et qui permettent d'obtenir en final un joint expansé étanche.

Une telle déformation effectuée sur des matériaux métalliques conduit à des déformations plastiques du métal.

On passe ainsi par exemple d'un diamètre extérieur de 139,7
5 mm (5,5 in) sur le deuxième tube 12 en amont de l'expansion
et par conséquent dans la partie non encore déformée à un
diamètre extérieur de 157,5 mm (6,2 in) sur le premier tube
11 expansé (à l'aplomb ou en aval du cône de sortie 33 du
boulet). Il faut de ce fait utiliser pour les tubes un métal
10 qui accepte de telles déformations plastiques.

Les déformations plastiques générées augmentent la limite
d'élasticité des produits: un tube possédant initialement une
limite d'élasticité de 310 MPa (45 KSI) voit ainsi celle-ci
15 augmenter à 380 MPa (55 KSI) après déformation.

L'expansion diamétrale est réalisée de manière connue à
l'aide d'un boulet 30 (figure 4) de diamètre maximal adéquat.
On force le passage de ce boulet dans les tubes soit en le
20 tirant à l'aide de tiges de forage soit en le poussant par
exemple par une pression hydraulique.

Le boulet a par exemple une forme biconique avec un cône
d'entrée 31 sur lequel se fait l'expansion, une partie
25 cylindrique médiane 32 et une partie conique de sortie 33.
Toutes les surfaces des parties de boulet sont raccordées
entre elles par des rayons de raccordement adaptés.

WO 93/25800 divulgue notamment des angles de cônes d'entrée
30 particulièrement adaptés à l'expansion diamétrale de tubes
munis de fentes et dénommés EST (expandable slotted tubing)
pour l'exploitation de puits d'hydrocarbures.

Les tubes 11, 12 ayant une section sensiblement constante,
35 leurs extrémités ne posent pas de problème particulier lors
du passage du boulet pourvu que la capacité de déformation du
métal dont ils sont faits soit suffisante.

Le processus d'expansion du joint fileté peut être décomposé en 4 phases qui font l'objet des figures 4 à 7.

5 Bien que l'opération d'expansion puisse tout à fait être effectuée dans le sens contraire et conduire à des résultats adéquats, on a représenté le mode préféré de déformation dans lequel le boulet se déplace de l'élément mâle 1 du premier tube 11 vers l'élément femelle 2 du second tube 12.

10 a) Phase d'expansion sur le cône du boulet

La figure 4 montre le joint fileté au cours de cette phase.

15 L'expansion est réalisée par le cône d'entrée 31 du boulet 30 et la figure 4 montre les filetages mâles 3 et femelles 4 en cours d'expansion diamétrale.

20 Sur la figure 4, le cône d'entrée 31 du boulet 30 amorce la déformation de la lèvre mâle et de la zone de logement homologue femelle en les pliant pour les incliner par rapport à l'axe de l'assemblage.

25 Au cours de cette phase d'expansion, les efforts de réaction au passage du boulet 30 sont progressivement transférés du premier tube 11 vers le deuxième tube 12.

30 Du fait de ces efforts de réaction, la lèvre mâle 5 est comprimée axialement au cours de cette phase d'expansion par la surface annulaire d'épaulement femelle 10.

La fin de la phase d'expansion correspond à l'arrivée de l'extrémité libre de l'élément mâle à la fin du cône d'entrée 31 du boulet.

35 b) Phase de flexion

Au cours de cette phase, la lèvre mâle est située au niveau de la partie centrale 32 du boulet: voir figure 5.

i) lèvre mâle

La lèvre mâle 5 est soumise à chacune de ses deux extrémités à des moments de flexion de sens opposés.

5

La surface d'extrémité mâle 9 est en effet maintenue en position dans la surface d'épaulement femelle 10 du fait des feuillures avec appuis 15, 16 et du système d'emprisonnement languette 13/rainure 14.

10

L'emprisonnement des feuillures oblige la zone d'extrémité libre de la lèvre mâle 5 à suivre l'inclinaison de la zone 22 de pleine épaisseur de l'élément femelle au-delà de l'épaulement. Cette zone 22 est encore en cours d'expansion sur le cône d'entrée 31 du boulet et crée donc un moment de flexion à ce niveau.

15

L'autre extrémité de la lèvre, du côté filetage mâle 3, n'est plus supportée et impose au contraire à la lèvre un moment de flexion opposé à celui en extrémité libre de lèvre.

20

Les moments de flexion de signe opposé aux 2 extrémités de la lèvre mâle entraînent la courbure en banane de la lèvre mâle 5 comme sur la figure 5, la surface périphérique extérieure 7 de la lèvre 5 prenant une forme bombée convexe.

25

L'état de compression axiale de la lèvre mâle 5 en fin de phase d'expansion facilite sa courbure sous l'effet des moments de flexion.

30

La gorge 21 située entre la lèvre mâle 5 et le filetage mâle 3 joue le rôle d'une rotule plastique qui accentue la courbure de la lèvre mâle en limitant la largeur sur laquelle cette courbure peut s'effectuer.

35

Il faut toutefois veiller dans ce cas à ce que les contraintes de compression axiale au niveau de la lèvre mâle n'induisent pas le flambement du métal 23 sous la gorge. Ce

flambement se traduirait par une saillie du métal sous la gorge par rapport à la surface périphérique intérieure 19.

ii) logement femelle

5

Le même phénomène de flexion se produit sur le logement femelle.

10

La zone 22 de pleine épaisseur relativement rigide par rapport aux zones de lèvre relativement minces subit à son passage au niveau de la partie médiane une expansion additionnelle de sorte que le diamètre intérieur de la zone 22 devient supérieur à celui de la zone médiane 32 du boulet. Le phénomène d'expansion additionnelle est décrit dans le

15

c) Phase de redressement

20

Cette phase illustrée par la figure 6 correspond au passage de la zone 22 de pleine épaisseur femelle sur la partie médiane 32 du boulet 30.

i) logement femelle

25

La flexion générée dans la phase précédente tend à être ramenée à zéro sous l'effet de la tension et des contraintes circonférentielles, ce qui génère un état de contraintes axiales de flexion inverse par rapport à la courbure, produisant ainsi le redressement.

30

Le moment de flexion engendré par ces contraintes est proportionnel à l'épaisseur de matière en amont du redressement. Au moment d'arriver sur le tube 12 en pleine épaisseur (zone 22), le moment de flexion n'est pas suffisant pour redresser la zone périphérique intérieure du logement femelle qui tend à plonger alors vers l'axe du produit. Ce comportement se manifeste par une diminution locale de diamètre extérieur du tube 12.

35

ii) lèvres mâle

Au fur et à mesure du redressement de la partie femelle, la différence d'encombrement axial qui était générée par la flexion diminue. La lèvre mâle 5 perd donc progressivement son état de compression. Cela se poursuit avec la séparation des surfaces 15, 16 initialement en butée. Ce phénomène est renforcé par "le plongeon" de la surface périphérique intérieure 8 du logement femelle qui produit un effet d'ouverture des butées 15, 16.

La déformation en banane imposée dans la phase précédente est conservée.

15 d) État final

La figure 7 montre l'état final du joint fileté après le passage du boulet.

20 L'état de contraintes circonférentielles généré par l'expansion conduit à un frettage de la surface périphérique extérieure 7 de la lèvre mâle par celle intérieure 8 du logement femelle. On peut alors parler d'auto-frettage des surfaces 7, 8 du joint fileté à l'état expansé, ce qui permet
25 d'assurer l'étanchéité. La lèvre mâle 5 ne plonge pas vers l'axe, car le déport radial imposé par l'emprisonnement des feuillures 9, 10 a généré suffisamment de déformations plastiques.

30 Le retour élastique des éléments du joint fileté après passage du boulet est négligeable devant les déformations plastiques mises en jeu.

35 Le frettage radial induit une pression de contact de plusieurs dizaines de MPa voire de plus de 100 MPa, suffisante pour assurer une étanchéité aux pressions intérieures ou extérieures au joint fileté. La longueur de frettage est suffisante sur toute la périphérie des surfaces de contact pour assurer une étanchéité stable entre celles-ci.

Une étanchéité est par ailleurs nécessaire lorsque l'expansion est réalisée en poussant hydrauliquement le boulet 30 sous une pression de 10 à 30 MPa, toute fuite au niveau des joints déjà expansés empêchant la pénétration du boulet plus avant dans la colonne et bloquant par conséquent le processus d'expansion.

Un jeu trop important entre surface périphérique 7 de la lèvre mâle 5 et surface périphérique 8 du logement femelle sur le joint fileté avant expansion ne permettrait pas le frettage de ces surfaces en fin d'opération d'expansion.

Une interférence radiale entre ces surfaces à l'état initial avant expansion est susceptible de gêner les déformations différentielles (courbure, redressement) entre ces surfaces lors des opérations d'expansion, déformations différentielles permettant de réaliser le frettage de ces surfaces en fin d'opération d'expansion. Elle risque aussi d'entraîner un grippage de ces surfaces lors du vissage et un mauvais positionnement des éléments avec un emprisonnement incorrect des surfaces 9 et 10 et par là un frettage médiocre des surfaces 7 et 8 après expansion.

Dans un mode de réalisation préféré, la forme en feuillure annulaire avec surfaces transversales 15, 16 et système languette 13/rainure 14 permet d'empêcher la plongée de l'extrémité libre mâle lors de l'expansion. D'autres modes de réalisation des surfaces encastrées 9, 10 sont possibles afin de donner le même résultat.

Une lèvre mâle 5 trop mince, d'épaisseur le inférieure au tiers de l'épaisseur et des tubes 11, 12 ne permet pas de réaliser une butée efficace au niveau des surfaces transversales 15, 16.

Si l'épaisseur e_1 de la lèvre mâle 5 est au contraire supérieure aux $2/3$ de l'épaisseur et des tubes 11, 12, l'épaisseur du tube 12 au niveau de la zone de logement femelle entraîne une section critique de filetage femelle 4 trop faible et par

conséquent une résistance insuffisante à la traction des filetages.

5 Le rapport longueur/épaisseur de lèvres mâle 5 régit le comportement en compression et en flexion de la lèvre 5.

10 Une lèvre mâle 5 de longueur l_1 inférieure à son épaisseur ne permet pas la flexion suffisante de la surface périphérique 7 de la lèvre mâle 5 et/ou le redressement de la surface périphérique 8 du logement femelle.

15 Une lèvre mâle 5 de longueur l_1 supérieure à 4 fois son épaisseur e_1 peut entraîner un flambement de la lèvre mâle et une saillie intérieure de celle-ci du côté filetage.

Cet effet est accentué par la présence d'une gorge 21 entre filetage mâle 3 et lèvre mâle 5.

20 C'est pourquoi la gorge a préférentiellement une profondeur limitée à une hauteur de filet et une longueur limitée par rapport à sa profondeur.

25 Une languette 13 d'épaisseur radiale insuffisante et de hauteur axiale inférieure à l'épaisseur radiale ne pourrait être maintenue suffisamment lors de l'expansion.

On se réfère à la figure 8 montrant un joint tubulaire après vissage des éléments tubulaires en partie filetés destiné à être expansé diamétralement selon l'invention.

30 Ce joint comprend les éléments tubulaires mâle 11 et femelle 12 comme présentés sur la figure 1. La partie d'extrémité du tube mâle comprend la lèvre 5 dont la surface périphérique 8 est propre à entrer en contact avec la surface périphérique 7 du logement femelle 8 du tube femelle 12 lors de l'expansion du joint. La zone de contact avec fusion de contact entre les surfaces 7 et 8 après expansion est appelée zone d'étanchéité intérieure CI puisqu'elle est située vers l'intérieur du joint. Il existe également après expansion une

zone de contact entre une surface de la languette de la lèvre mâle et une surface en regard de la rainure de l'élément tubulaire femelle.

- 5 Une manchette tubulaire 36 est disposée de façon concentrique à l'élément tubulaire femelle 12. Cette manchette tubulaire 36 présente un diamètre intérieur tel qu'il permette à cette manchette tubulaire d'être enfilée par un opérateur avant vissage des éléments tubulaires 11 et 12 sur l'élément
10 tubulaire femelle 12 et d'être en contact avec la surface extérieure 37 de l'élément tubulaire 12. Cette manchette tubulaire s'étend sur toute sa longueur lml pour recouvrir axialement la lèvre 5 et dépasser de part et d'autre de la lèvre 5, c'est-à-dire du côté du filetage et au-delà de la
15 languette 13. La manchette tubulaire 36 est avantageusement centrée sur la lèvre.

- En fin de vissage et avant expansion, la languette 13 est en butée axiale contre le fond de la rainure 14 et les surfaces
20 d'étanchéité 7 et 8 sont cylindriques et disposées à faible jeu l'une de l'autre en fin de vissage. La lèvre 5 est maintenue durant l'expansion par le système d'emprisonnement languette 13/rainure 14.

- 25 Dans l'exemple, la manchette tubulaire 36 est constituée en un matériau identique à celui des éléments tubulaires dont la limite élastique est par exemple identique à la limite élastique du matériau de ces éléments tubulaires. Après expansion diamétrale, la manchette tubulaire génère une force
30 de retour élastique qui vient s'additionner à celle de l'élément femelle et vient contrarier le retour élastique de l'élément mâle. Le frettage de l'élément femelle par la manchette tubulaire est ainsi réalisé. De plus, la différence de retour élastique entre d'une part l'élément mâle et
35 d'autre part l'ensemble constitué de la manchette et de l'élément femelle provoque une mise en compression de l'élément femelle. Comme la manchette tubulaire 36 recouvre les surfaces 7 et 8 et légèrement au-delà, la compression se traduit par un accroissement de la pression de contact entre

- les surfaces d'étanchéité 7 et 8 des éléments mâle et femelle. Le frettage de l'élément mâle par l'élément femelle est également réalisé. La présence de la manchette tubulaire 36 requiert une énergie d'expansion à peine plus importante
- 5 que sans manchette tubulaire (de l'ordre de 10%) et renforce considérablement la pression de contact au niveau de la zone d'étanchéité intérieure CI après expansion (de l'ordre de 200% pour une manchette d'épaisseur de 4 à 5 mm).
- 10 Dans l'exemple de réalisation présenté, avant expansion, la manchette tubulaire 36 est définie par
- une longueur de recouvrement l_{m1} environ égale au moins à la longueur de la lèvre l_1 additionnée d'environ 2 à 8 fois au maximum la largeur d'un filet du filetage,
 - 15 - une épaisseur radiale e_{m1} limitée entre une épaisseur radiale maximale donnée par l'encombrement maximal du joint et une épaisseur radiale minimale donnée par un trop faible effet de la manchette sur le retour élastique des éléments filetés : avantageusement, l'épaisseur radiale est d'environ
 - 20 quelques millimètres, par exemple au moins 1,5 mm et préférentiellement de l'ordre de 4 à 5 mm pour des tubes de diamètre extérieur de l'ordre de 150 mm et d'épaisseur 7 à 8 mm. L'épaisseur préférentielle de la manchette est sensiblement voisine de celle de la lèvre mâle. Après expansion,
 - 25 l'épaisseur radiale est au moins égale à 1 mm.

Dans une réalisation de l'invention, les surfaces 7 et 8 définissent la zone d'étanchéité dite intérieure CI du joint après expansion diamétrale. Toutefois, une autre zone

30 d'étanchéité est constituée avant et après expansion diamétrale du joint d'étanchéité représenté sur la figure 8.

Ainsi, l'élément tubulaire femelle 12 comporte, entre son filetage et son extrémité libre, une lèvre femelle 38 non

35 filetée. Cette lèvre femelle 38 présente une surface périphérique intérieure 41 se finissant par une surface radiale 39, formant une surface annulaire. L'élément tubulaire mâle 11 présente une surface périphérique extérieure 40 du côté du filetage mâle opposé à son extrémité libre. Après vissage

complet des éléments tubulaires mâle et femelle, la surface périphérique intérieure 41 interfère radialement avec la surface périphérique extérieure 40 de l'élément tubulaire mâle 11 de manière à définir une zone d'étanchéité avant expansion. Les surfaces 40 et 41 sont toutes deux coniques et de conicité similaire. Lors de l'expansion, la lèvre femelle n'étant pas en butée axiale contre l'élément mâle, il n'y pas de phénomènes de flexion ou de contre-flexion comme dans le cas de la lèvre mâle en butée axiale contre l'élément femelle. Ainsi, la lèvre femelle ne plonge pas vers l'axe. Après expansion se produit simplement un phénomène de retour élastique un peu plus important de la lèvre femelle 38 par rapport à l'élément mâle sous jacent. Ceci provoque un contact étanche entre la surface périphérique intérieure 41 de la lèvre femelle et la surface périphérique 40 homologue de l'élément tubulaire mâle 11. L'interférence en fin de vissage des surfaces 40 et 41 permet d'assurer le contact entre ces surfaces lors du retour élastique après expansion.

La zone de contact étanche entre ces surfaces 40 et 41 après expansion est appelée zone d'étanchéité extérieure CE puisqu'elle est située vers l'extérieur du joint.

En dehors de tout autre moyen, l'étanchéité extérieure créée au niveau de la zone CE est toutefois inférieure à celle créée au niveau de la zone CI.

Une manchette tubulaire 34 est disposée de façon concentrique à l'élément tubulaire femelle 12. Cette manchette tubulaire 34 présente un diamètre intérieur tel qu'il permette à cette manchette tubulaire d'être enfilée par un opérateur avant vissage des éléments tubulaires 11 et 12 sur l'élément tubulaire femelle 12 et d'être en contact avec la surface extérieure 37 de l'élément tubulaire 12. Cette seconde manchette tubulaire s'étend sur toute sa longueur lm_2 pour recouvrir axialement les surfaces périphériques 40 et 41 propres à définir la zone d'étanchéité avant et après expansion et dépasser de part et d'autre de ces surfaces, c'est-à-dire du côté du filetage et au-delà de la surface

radiale 39. Dans l'exemple, la manchette tubulaire 34 est constituée en un matériau similaire à celui des éléments tubulaires et dont la limite élastique est par exemple égal à la limite élastique du matériau de ces éléments tubulaires.

5 Après expansion diamétrale, la manchette tubulaire engendre une force de retour élastique qui s'ajoute à celle de l'élément femelle pour contrarier la force de retour élastique de l'élément mâle. Le frettage de l'élément femelle par la manchette tubulaire est ainsi réalisée. De plus, la
10 différence de retour élastique entre la manchette et la surface intérieure de l'élément mâle provoque une mise en compression de l'élément femelle. Comme la manchette tubulaire 34 recouvre les surfaces 40 et 41 et légèrement au-delà, la compression se traduit par un accroissement de la
15 pression de contact entre les surfaces d'étanchéité 40 et 41 des éléments mâle et femelle par rapport à un joint fileté similaire sans manchette 34. Le frettage de l'élément mâle par l'élément femelle est également réalisé. La présence de la manchette tubulaire 34 requiert une énergie d'expansion à
20 peine plus important que sans manchette tubulaire et renforce considérablement la pression de contact au niveau de la zone d'étanchéité extérieure CE après expansion (de l'ordre de plus de 300%).

25 Dans l'exemple de réalisation présenté, avant expansion, la manchette tubulaire 34 est définie par
- une longueur de recouvrement lm_2 environ égale à la longueur axiale de la lèvre femelle 38 additionnée d'environ 2 à 8 fois au maximum la largeur d'un filet du filetage,
30 - une épaisseur em_2 limitée entre une épaisseur maximale donné par l'encombrement maximal du joint et une épaisseur minimale donnée par un trop faible effet sur le retour élastique : avantageusement, l'épaisseur est d'environ quelques millimètres, par exemple au moins 1,5 mm et préférentiellement de 4 à 5 mm pour les tubes de diamètre exté-
35 rieur d'environ 150 mm et d'épaisseur de 7 à 8 mm. Là encore, l'épaisseur de la manchette 34 est préférentiellement de même ordre de grandeur que celle de la lèvre femelle. Après expansion, l'épaisseur radiale est au moins égale à 1 mm.

Que ce soit pour la manchette 34 ou pour la manchette 36, il est apparu qu'une manchette courte formant discontinuité de matière par rapport aux éléments filetés mâle et femelle améliorerait beaucoup plus les performances d'étanchéité, notamment d'étanchéité extérieure qu'une manchette longue rapportée ou qu'une simple sur-épaisseur de matière sur l'élément femelle à la place de la ou des manchettes. Un tel enseignement n'apparaissait absolument pas comme évident.

10 Diverses méthodes de montage des manchettes sont envisagées.

Dans un exemple de réalisation, la manchette tubulaire 34 comprend une saillie radiale 42 à une de ses extrémités. Ainsi, avant vissage des éléments tubulaires 11 et 12, un opérateur enfle la manchette tubulaire 34 sur l'élément tubulaire 12 à partir de l'extrémité opposée à celle comprenant la saillie, la surface périphérique intérieure de la manchette étant en contact avec la surface périphérique extérieure 37. La manchette tubulaire 34 est enfilée jusqu'à ce que la saillie radiale 42 entre en contact avec la surface radiale 39. La manchette tubulaire 34 est ainsi positionnée axialement. La saillie radiale 42 peut avantageusement être collée contre la surface radiale 39 de manière à améliorer la pression de contact. Une "graisse-colle" peut être utilisée durcissant en quelques minutes en conditions anaérobie et permet de conserver le positionnement de la manchette tubulaire par rapport à l'élément femelle lors de l'expansion. La couche de colle peut être cisailée et fissurée pendant l'expansion sans que cela ne présente d'inconvénient.

30

Dans une variante de réalisation, la manchette tubulaire 36 ou/puis 34 est(sont) enfilée(s) sur l'élément tubulaire 12 avant vissage par un opérateur puis positionnée(s) axialement grâce à la présence d'un marquage sur la surface périphérique extérieure 37 de l'élément tubulaire femelle 12, le marquage pouvant être une gorge peu profonde. La position axiale de ou des manchettes tubulaires 36 et/ou 34 peut être maintenue au moyen de la "graisse-colle" comme pour le cas de manchette avec saillie radiale. La position axiale de ou des manchettes

35

tubulaires 36 et/ou 34 peut également être maintenue par un très léger frettage sur l'élément tubulaire femelle. Le frettage peut être réalisé par chauffage de la manchette et/ou par refroidissement de l'élément femelle.

5

L'épaisseur radiale d'une manchette tubulaire peut être diminuée au prix d'une moindre efficacité sur le renforcement de l'étanchéité créée par la manchette. Il est cependant possible pour des manchettes minces de compenser quelque peu
10 leur perte d'efficacité en augmentant leur limite d'élastique par rapport à celle des éléments mâle et femelle 11 et 12. Plus la limite élastique de la manchette est supérieure à la limite élastique des éléments mâle et femelle, meilleure est l'étanchéité à épaisseur donnée. La limite élastique de la
15 manchette tubulaire est propre à être modifiée par traitement thermique. Toutefois, la ductilité du matériau est généralement réduite par l'augmentation de la limite élastique. Un compromis peut être trouvé entre une ductilité qui doit rester suffisante pour pouvoir générer l'expansion diamétrale
20 sans rompre la manchette tubulaire et une limite élastique suffisamment élevée pour garantir des performances d'étanchéité suffisantes malgré l'épaisseur radiale limitée de la manchette tubulaire.

25 Si un élément tubulaire ne comprend qu'une zone d'étanchéité extérieure CE ou intérieure CI, cette zone d'étanchéité est propre à assurer l'étanchéité des fluides de l'intérieur vers l'extérieur comme de l'extérieur vers l'intérieur. Dans ce cas, les termes "zone d'étanchéité extérieure" et "zone
30 d'étanchéité intérieur" permettent essentiellement de situer la zone d'étanchéité au niveau de l'extrémité libre de l'élément tubulaire mâle ou femelle.

En annexe I se trouvent répertoriés les performances relatives de joints filetés en terme de pression de contact
35 intégrée sur la largeur de contact. Cette étude a pour but de comparer, relativement à un joint fileté simple de référence (cas 1), les différentes réalisations selon l'invention adaptées sur ce joint fileté simple. Le joint pris en

référence est un joint fileté de diamètre externe 152,4 mm (6
pouces) et de poids métrique 27,8 kg/m (18,6 lb/ft) en acier
AISI 420 (13% Cr) dans la désignation américaine (correspond
à la désignation européenne X20Cr13) traités pour le grade
5 API L80 (API = American Petroleum Institute) correspondant à
la limite élastique minimale de 551 MPa.

Les tableaux 1 et 2 concernent respectivement les résultats
d'étanchéité extérieure et intérieure en pourcentage pour
10 chaque cas considéré par rapport à l'étanchéité intérieure du
cas de référence :

- cas 1 : joint fileté de référence,
- cas 2 : joint fileté de référence recouvert d'une manchette
très longue fixée sur l'élément fileté mâle et recouvrant le
15 filetage et les lèvres mâle et femelle, d'épaisseur 4,5 mm,
en acier identique à celui du joint fileté (13% Cr) et traité
identiquement au joint (API L80)
- cas 3 : joint fileté de référence muni de deux manchettes
courtes selon la présente invention (figure 8) de même
20 épaisseur, matériau et traitement que dans le cas précédent,
- cas 4 : le même que le cas 3 mais comportant une seule
manchette disposée au niveau de la lèvre femelle, très mince
(épaisseur 1,6 mm) et collée sur l'élément femelle au niveau
de sa saillie radiale,
- 25 - cas 5 : le même que le cas 4 mais comportant une manchette
traitée pour un grade API P 110 (correspondant à la limite
élastique $R_{p0,2} \geq 758$ Mpa)

Dans le cas 1, l'étanchéité intérieure est excellente mais
30 l'étanchéité extérieure est plus faible (44% de l'étanchéité
intérieure). Une manchette longue (cas 2) n'améliore que
l'étanchéité intérieure. L'utilisation de deux manchettes
courtes (cas 3) d'épaisseur similaire au cas 2 améliore à la
fois l'étanchéité extérieure et intérieure. En diminuant
35 fortement l'épaisseur (cas 4), il est possible de conserver
une étanchéité extérieure suffisante (seule étudiée).
L'augmentation du grade de la manchette, et donc de la limite
d'élasticité, (cas 5) permet d'augmenter l'étanchéité

extérieure qui atteint quasiment le niveau de l'étanchéité du cas de référence.

5 Le pic d'effort (non indiqué ici) généré par la présence de manchette pour l'expansion diamétrale et l'énergie d'expansion sont très limités.

10 Pour un élément tubulaire présentant les deux zones d'étanchéité intérieur et extérieur, une variante de réalisation de manchette tubulaire consiste en un pièce tubulaire de recouvrement 45 comme représentée sur la figure 11 comprenant les manchettes 34 et 36 de la figure 8 reliées entre elles par une entretoise tubulaire 46. Cette entretoise tubulaire 46 est d'épaisseur radiale beaucoup plus faible que celle des 15 manchettes 34 et 36 de façon à pratiquement pas s'opposer à la force d'expansion diamétrale sur toute la longueur de l'entretoise 46.

20 Les différentes méthodes de montage de cette pièce de recouvrement sont les mêmes que pour la manchette tubulaire 34 seule.

25 L'invention n'est pas limitée aux modes de réalisations décrit à titre d'exemple.

L'invention s'applique soit à des joints ne présentant que la zone d'étanchéité intérieure, soit à des joints ne présentant que la zone d'étanchéité extérieure, soit à des joints présentant l'une et l'autre des zones d'étanchéité. 30 L'invention peut s'adapter à des joints présentant d'autres zones d'étanchéité comme des zones d'étanchéité intermédiaires par exemple.

Annexe ITableau 1

	Numéro de cas	1	2	3	4	5
5	étanchéité extérieure (en % par rapport à l'étanchéité inté- rieure du cas 1)	44	42	158	89	99

10 Tableau 2

	Numéro de cas	1	2	3
15	étanchéité intérieure (en % par rapport à l'étanchéité intérieure du cas 1)	100	220	201

Revendications

1. Joint tubulaire fileté de hautes performances comprenant un premier élément tubulaire mâle (11) et un second élément tubulaire femelle (12) propres à être mutuellement assemblés par vissage de filetages respectifs conjugués, l'un au moins des premier et second éléments tubulaires (11;12) comportant une lèvre non filetée (38;5) s'étendant entre son filetage et son extrémité libre et présentant une surface d'étanchéité (40;7) propre à être en contact étanche avec la surface en regard (41;8) de l'autre élément après vissage, expansion diamétrale puis génération de forces de retour élastique des premier et second éléments tubulaires, caractérisé en ce qu'il comprend une manchette tubulaire (34;36) propre à être enfilée avant vissage sur le second élément (12), à être positionnée pour s'étendre axialement essentiellement en regard de ladite lèvre (3;5) et, après expansion diamétrale, à engendrer une force de retour élastique qui s'ajoute à celle du second élément pour contrarier la force de retour élastique du premier élément en réalisant de ce fait au moins le frettage du second élément par la manchette tubulaire.
2. Joint tubulaire selon la revendication 1, caractérisé en ce que la lèvre non filetée (5) du premier élément comprend une languette en extrémité propre à être engagée en butée axiale dans une rainure correspondante du second élément après vissage et avant expansion, la lèvre non filetée étant propre à être maintenue par la languette dans la rainure durant l'expansion diamétrale.
3. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la surface d'étanchéité de la lèvre et la surface en regard sont cylindriques et sont disposées à faible jeu l'une de l'autre après vissage et avant expansion diamétrale.
4. Joint tubulaire selon la revendication 1, caractérisé en ce que la surface d'étanchéité de la lèvre et la surface en

regard sont propres à interférer radialement l'une contre l'autre après vissage et avant expansion diamétrale.

5. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que chacun des premier et second éléments tubulaires (11, 12) comporte une lèvre non filetée (38,5) s'étendant entre son filetage et son extrémité libre et présentant une surface d'étanchéité (40,7) propre à être en contact étanche avec la surface en regard (41,8) de l'autre élément après vissage, expansion diamétrale, puis génération de forces de retour élastique des premier et second éléments tubulaires et en ce qu'il comprend deux manchettes tubulaires (34,36) propres à être enfilées avant vissage sur le second élément (12), à être positionnées pour s'étendre axialement essentiellement en regard desdites lèvres (38,5) respectivement et à engendrer une force de retour élastique qui s'ajoute à celle du second élément pour contrarier la force de retour élastique du premier élément en réalisant de ce fait au moins le frettage du second élément par la manchette tubulaire.

6. Joint tubulaire selon la revendication 5, caractérisé en ce que les deux manchettes (34,36) sont reliées entre elles par une entretoise (46) ayant une section transversale inférieure à celle des manchettes, les manchettes et l'entretoise étant réalisées en une seule pièce (46).

7. Joint tubulaire selon la revendication 6, caractérisé en ce que l'entretoise tubulaire (45) présente une épaisseur radiale inférieure à celle des manchettes.

8. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que chaque manchette tubulaire (34,36) a une longueur de recouvrement ($l_{m2}; l_{m1}$) environ égale à la longueur de la lèvre en regard optionnellement additionnée d'au plus 8 pas desdits filetages.

9. Joint tubulaire selon la revendication 8, caractérisé en ce que chaque manchette (34;36) est centrée sur la lèvre en regard (38,5).

5 10. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la manchette tubulaire (34) s'étendant en regard de la lèvre (38) du second élément comprend une saillie radiale (42) propre à venir au contact d'une surface radiale (39) située à l'extrémité du second
10 élément (12) et propre à faciliter le positionnement de la manchette tubulaire (34).

11. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la manchette tubulaire (34;36) est
15 maintenue en position par rapport au second élément (12) par collage d'au moins une partie des surfaces du second élément et de la manchette en regard.

12. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la manchette tubulaire (34;36) est
20 positionnée axialement sur le second élément (12) au moyen d'un frettage au moins par refroidissement du second élément (12).

13. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la manchette tubulaire (34;36) est
25 positionnée axialement sur le second élément (12) au moyen d'un frettage au moins par chauffage de la manchette tubulaire.

14. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le second élément (12) comprend
30 une marque située sur sa surface périphérique extérieure (37) et propre à faciliter le positionnement de la manchette tubulaire.
35

15. Joint tubulaire selon la revendication 14, caractérisé en ce que la marque est une gorge peu profonde effectuée sur le second élément (12).

16. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'épaisseur radiale de la manchette tubulaire est au moins égale à 1,5 mm.
- 5 17. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le matériau de la manchette tubulaire possède une limite élastique supérieure à la limite élastique du matériau des premier et second éléments.
- 10 18. Joint tubulaire selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la limite élastique du matériau de la manchette tubulaire est réglée par traitement thermique.
- 15 19. Procédé de réalisation d'un joint fileté tubulaire étanche caractérisé en ce que l'on part d'un joint fileté tubulaire selon l'une quelconque des revendications précédentes dit "joint fileté tubulaire initial" et en ce qu'on fait subir à ce joint fileté initial une expansion diamétrale dans le domaine des déformations plastiques à l'aide d'un boulet d'expansion (30) de diamètre supérieur au diamètre intérieur (DI) desdits éléments tubulaires, qui est déplacé axialement dans le joint fileté, la ou chaque manchette engendrant, après expansion, une force de retour élastique qui s'ajoute à celle du second élément dans la région qu'elle recouvre.
- 20 25 20. Joint tubulaire étanche de hautes performances tel qu'on peut l'obtenir par le procédé selon la revendication 19, comprenant un premier élément tubulaire mâle (1) et un second élément tubulaire femelle (2) mutuellement assemblés par vissage de filetages respectifs conjugués, l'un au moins des premier et second éléments tubulaires (11;12) comportant une lèvre non filetée (38;5) s'étendant entre son filetage et son extrémité libre et présentant une surface d'étanchéité (40;7) en contact étanche avec la surface en regard (41;8) de l'autre élément, le joint comprenant en outre une manchette tubulaire entourant avec serrage le second élément et s'étendant axialement essentiellement en regard de ladite lèvre.
- 30 35

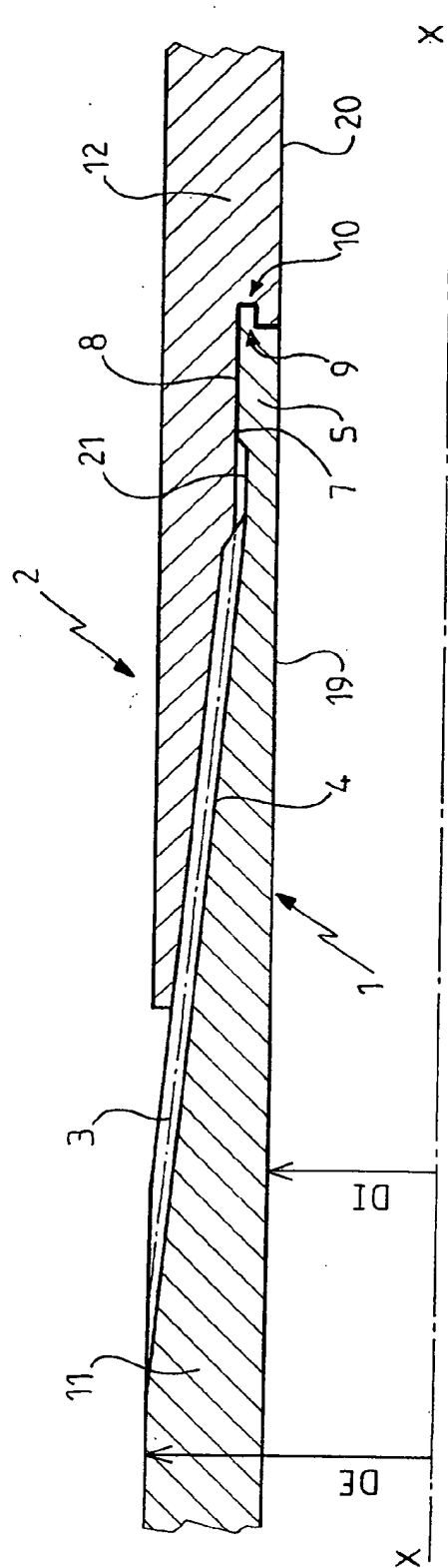


FIG. 1

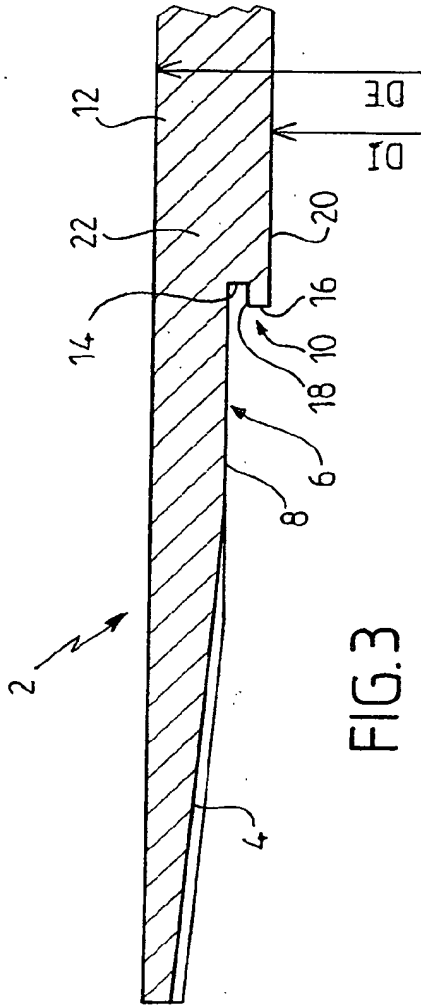


FIG. 3

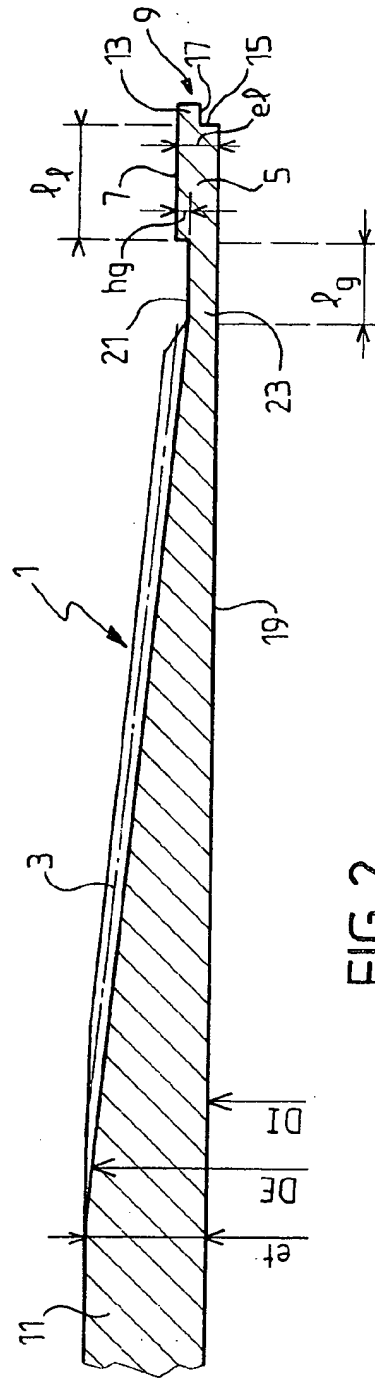
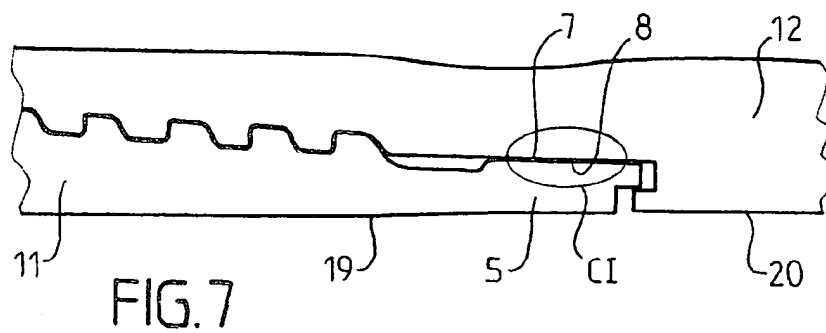
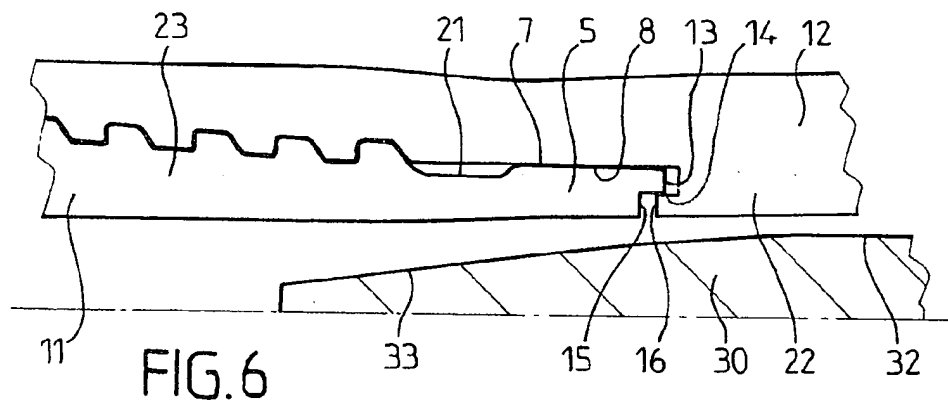
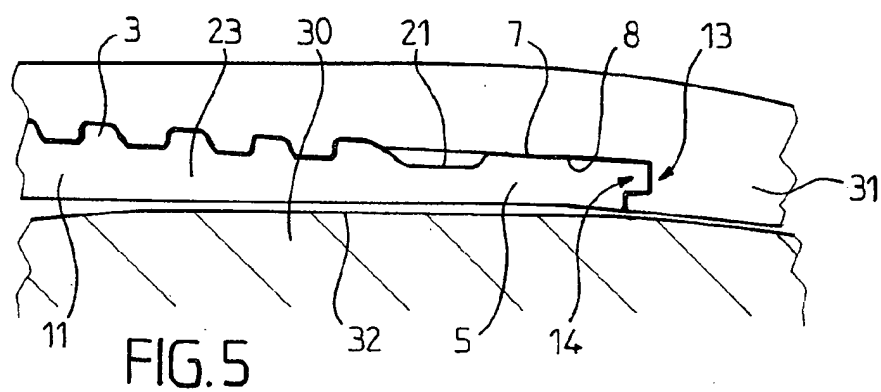
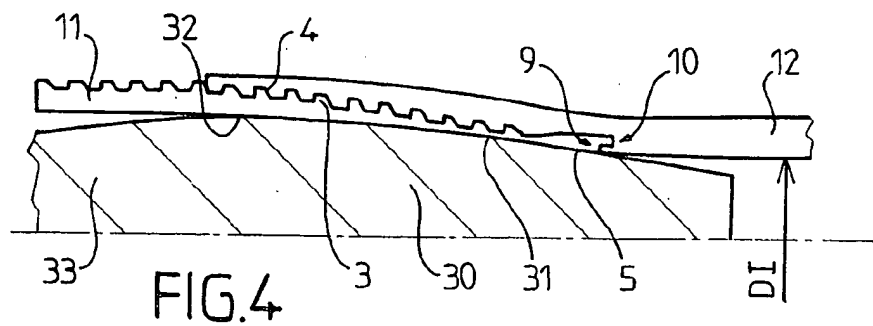


FIG. 2

3/4



4/4

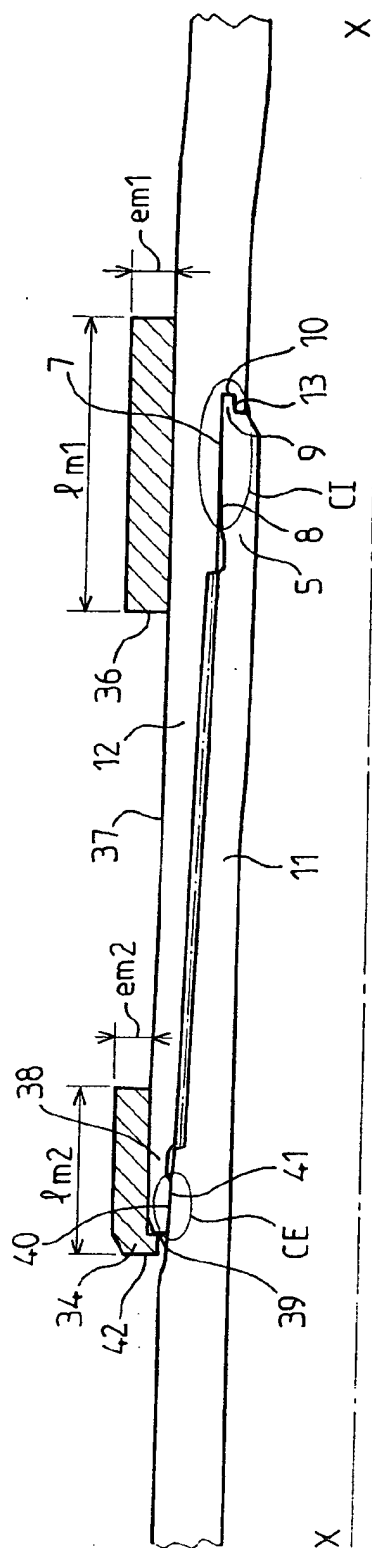


FIG. 8

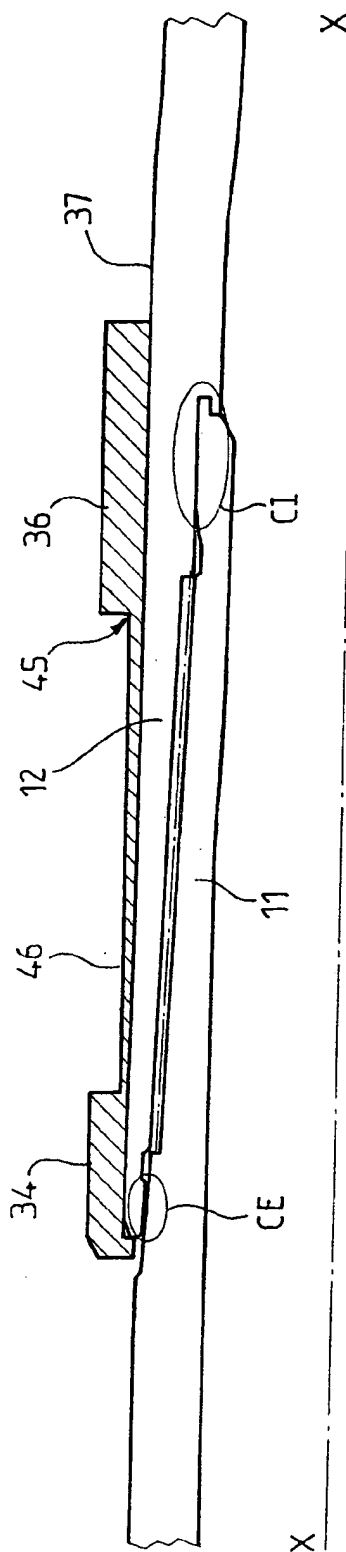


FIG. 9



RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE

établi sur la base des dernières revendications
déposées avant le commencement de la recherche

N° d'enregistrement
national

FA 622429
FR 0208080

DOCUMENTS CONSIDÉRÉS COMME PERTINENTS		Revendication(s) concernée(s)	Classement attribué à l'invention par l'INPI
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes		
A, D	WO 02 01102 A (COULON JEAN LUC ; NOEL THIERRY (FR); ROUSSIE GABRIEL (FR); VALLOURE) 3 janvier 2002 (2002-01-03) * figures * -----	1-5, 19, 20	F16K15/04 E21B17/08 E21B17/042
		DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHÉS (Int.CL.7)	
		F16L E21B	
Date d'achèvement de la recherche		Examinateur	
17 mars 2003		Budtz-Olsen, A	
CATÉGORIE DES DOCUMENTS CITÉS			
X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire		T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet bénéficiant d'une date antérieure à la date de dépôt et qui n'a été publié qu'à cette date de dépôt ou qu'à une date postérieure. D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant	

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET FRANÇAIS NO. FR 0208080 FA 622429**

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche préliminaire visé ci-dessus.
Les dits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du 17-03-2003
Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets, ni de l'Administration française

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)		Date de publication
WO 0201102	A	03-01-2002	FR	2811056 A1	04-01-2002
			AU	7065401 A	08-01-2002
			WO	0201102 A1	03-01-2002
			US	2002163192 A1	07-11-2002

EPO FORM P0485

Pour tout renseignement concernant cette annexe : voir Journal Officiel de l'Office européen des brevets, No.12/92

19. FRENCH REPUBLIC
**NATIONAL INSTITUTE
OF INDUSTRIAL
PROPERTY**

PARIS

11. **Publication No.:**
(to be used when ordering reproductions)

2 841 626

21. **National Registration No.:**

02 08080

51. Int Cl⁷: **F 16 K 15/04**, E 21 B 17/08, 17/042

12.

APPLICATION FOR PATENT

A1

22. **Date of filing:** 06/28/02

30. **Priority:**

43. **Date application made available to the public:** 01-02-04 Bulletin 04/01.

56. **List of documents cited in the preliminary search report:** *See end of this copy*

60. **References to other related national documents:**

71. **Applicant(s):** VALLOUREC
MANNESMANN OIL & GAS FRANCE
Société anonyme – FR

72. **Inventor(s):** ERIC VERGE, ALBERT
BRUNEAU and ANTOINE DURAND

73. **Holder(s):**

74. **Agent(s):** NETTER LAW FIRM

54. REINFORCED TUBULAR THREADED JOINT FOR IMPROVED SEAL AFTER PLASTIC EXPANSION

57. The present invention concerns a high performance threaded tubular joint comprising a first male tubular element (11) and a second female tubular element (12) assembled by screwing them together. One of the tubular elements (11, 12) has an unthreaded lip (38, 5) extending between its threading and its free end and having a sealing surface (40, 7) in sealed contact with the facing surface (41, 8) of the other element after screwing together, diametral expansion, then generation of forces of elastic recovery of the first and second tubular elements. The joint includes a tubular sleeve (34, 36) slipped on before being screwed on to the second element (12), positioned to extend essentially axially with respect to said lip (3, 5), and after diametral expansion, generating an elastic recovery force that is added to that of the second element to counteract the elastic recovery force of the first element, thus producing at least the reinforcement of the second element by the tubular sleeve.

[see source for drawing]

[left margin] **FR 2 841 626 – A1**

Reinforced tubular threaded joint for improved seal after plastic expansion

The present invention concerns a tubular joint, particularly of the type used for hydrocarbon wells or similar wells such as geothermics.

Such a joint can exist between two pipes of great length, or between one pipe of great length and a sleeve. In particular, these joints are used to assemble columns of pipe for casings or production pipes. Because of the mechanical characteristics required, the casing and production pipes are generally of heat-treated steel.

These joints must be able to withstand traction, compression, bending and sometimes torsion, as well as strong pressure differentials in both directions between the internal and the external. They even have to be impervious to gases, at least in some cases. Threaded joints are particularly advantageous in this regard.

However, it is being considered to cause the pipes, in situ, to undergo diametral expansion with permanent plastic deformation. This offers various advantages that will be dealt with further on. Also, the joints must remain operational after the plastic deformation by diametral expansion that they undergo in the same way as the pipes. Thus, in particular it is desirable for the threaded joints to have mechanical strength under traction/compression, with or without internal or external overpressure, as well as imperviousness, after plastic diametral expansion, while preserving the essential properties that make them of value. A joint remains impervious to liquid and/or gas pressures in proportion to the strength of the contact pressure between the parts of the joint over a sizeable width and over the whole periphery of the contact surfaces.

Conventional joints are not entirely satisfactory: either they do not meet these requirements, or they do so on a random basis, or they meet them but not repeatedly.

In WO 02/01102 a joint structure is proposed that has plastic diametral expansion. In FR 02 00055, the applicant also proposed an improved joint structure that has plastic diametral expansion.

The present invention improves the situation, and more particularly the imperviousness of the threaded joint.

The present invention concerns a high performance threaded tubular joint comprising a first male tubular element and a second female tubular element suitable for assembly by screwing together the respective conjugate threadings. At least one of the first and second tubular elements has an unthreaded lip extending between its threading and its free end and having a sealing surface suitable for being in sealed contact with the facing surface of the other element after screwing together, diametral expansion, then generation of forces of elastic recovery of the first and second tubular elements.

According to one principal feature, the tubular joint includes a tubular sleeve that is suitable for being slipped on before being screwed onto the second element; for being positioned to extend essentially axially with respect to said lip; and after diametral expansion, for generating an elastic recovery force that is added to that of the second element to counteract the elastic recovery force of the first element, thus producing at least the reinforcement of the second element by the tubular sleeve.

According to one advantageous embodiment, the unthreaded lip of the first element has an end tongue suitable for being engaged by insertion in a

corresponding groove of the second element after screwing and before expansion. The unthreaded lip is also suitable for being held by the tongue in the groove during the diametral expansion.

Advantageously, the sealing surface of the lip and the facing surface are cylindrical and are arranged with slight clearance from each other after screwing and before diametral expansion.

According to another embodiment, the sealing surface of the lip and the facing surface are suitable for radially interfering with each other after screwing and before diametral expansion.

According to an initial alternative embodiment, each of the first and second tubular elements has an unthreaded lip extending between its threading and its free end and having a sealing surface suitable for being in sealed contact with the facing surface of the other element after screwing, diametral expansion then generation of elastic recovery forces of the first and second tubular elements. In this embodiment, the tubular joint has two tubular sleeves suitable for being slipped on before screwing on to the second element; for being positioned to extend essentially axially with regard to said lips respectively; and for generating an elastic recovery force that is added to that of the second element to act against the elastic recovery force of the first element, thus producing at least the reinforcement of the second element by the tubular sleeve.

In a second alternative embodiment, the two sleeves are connected to each other by a spacer having a transverse cross section smaller than that of the sleeves, the sleeves and the spacer being of a single piece.

Advantageously, the tubular spacer has a radial thickness less than that of the sleeves.

According to one embodiment of the present invention, each tubular sleeve has a covering length approximately equal to the length of the lip facing it, with the option of no more than 8 turns of said threads.

Advantageously, each sleeve is centered on the lip facing it.

In one advantageous embodiment, the tubular sleeve extending in front of the lip of the second element has a radial projection suitable for coming into contact with a radial surface located at the end of the second element and suitable for facilitating the positioning of the tubular sleeve.

Preferably the tubular sleeve is held in place with reference to the second element by gluing at least a part of the surfaces of the second element and the facing sleeve.

The tubular sleeve is positioned axially on the second element by means of shrink fitting at least by cooling the second element and/or by heating the tubular sleeve.

In order to facilitate the positioning of the tubular sleeve, the second element has a mark located on its external peripheral surface. In one possible embodiment, the mark is a shallow groove made in the second element.

Preferably, the radial thickness of the tubular sleeve is at least 1.5 mm.

The material of the tubular sleeve has an elastic limit greater than the elastic limit of the material of the first and second elements. In addition, the elastic limit of the tubular sleeve is adjusted by heat treatment.

The present invention also concerns a method of producing a sealed tubular threaded joint from a threaded tubular joint called "initial threaded tubular joint." Said initial threaded tubular joint is caused to undergo a diametral expansion in the area of plastic deformations using an expander of greater diameter than the inside diameter of said tubular elements, which is moved axially in the threaded joint, where each sleeve generates an elastic recovery force after expansion that is added to that of the second element in the region that it covers.

The present invention also concerns a high performance sealed tubular joint such as can be obtained by the method of the present invention, comprising a first male tubular element high performance threaded tubular joint and a second female tubular element assembled by screwing together the respective conjugate threadings. At least one of the first and second tubular elements has an unthreaded lip extending between its threading and its free end and having a sealing surface suitable for being in sealed contact with the facing surface of the other element. The joint also includes a tubular sleeve surrounding and clamping onto the second element and extending axially essentially facing said lip.

The attached figures illustrate forms of embodiment of the present invention in a non-limiting way:

- Figure 1 represents a threaded joint of the type to which the present invention applies,
 - Figure 2 represents the male element of the threaded joint of Figure 1,
 - Figure 3 represents the female element of the threaded joint of Figure 1,
 - Figures 4 to 7 represent the threaded joint of the type to which the present invention applies, in various stages of the expansion process,
-

- Figure 4 represents the expansion phase of the threaded joint,
- Figure 5 represents the bending phase,
- Figure 6 represents the straightening phase,
- Figure 7 represents the final state of the threaded joint having undergone the expansion process,
- Figure 8 represents a threaded joint before expansion, having an example of sleeves according to the present invention,
- Figure 9 represents the threaded joint after expansion, having an example of sleeves according to the present invention.

The drawings contain essentially the elements with specific features. Thus, they do not only serve for better understanding of the description but also contribute to the definition of the present invention in some cases.

Addendum I shows the results of a comparative study on the sealing of a reference joint and of the threaded joints according to the present invention.

At this point, it is important to review the structure of wells for hydrocarbons or geothermy, for example.

Traditionally, the height of a well is first drilled to a relatively shallow depth of several tens of meters with the use of a tool having a large diameter, for example, on the order of 500 mm, and is cased using a column of pipes with this diameter. The drilling diameter then decreases, step by step, just to the bottom part of the well that can be drilled with a diameter that is just slightly less, on the order of 150 mm in the same example. A well such as this is then cased using several columns of concentric pipes, each descending to the end of the drilling with a corresponding diameter and all suspended from the surface; the pipes with the greatest diameter

extend from the surface to several tens of meters of depth and the pipes with smaller diameter extend from the surface to the bottom of the well, of which the depth may reach several thousands of meters. The space between the casing pipes and the ground is cemented, for example.

After the well is completely drilled and cased, a column of production pipes can be lowered in order to allow, in particular, the removal of hydrocarbons to the surface, i.e. effective exploitation of the well. Thus, it is understood that this column of production pipes has an external diameter that is slightly less than the internal diameter of the column of casing pipes.

Fitting out a well in this way leads to the use of a large number of pipes of different dimensions, generally assembled using threaded joints, taking into account the advantages of this type of assembly. An attempt is made to make the pipes as thin as possible, so as not to require very large diameters of the casing pipes close to the surface. Still, compliance with the constraints and specifications applicable to threaded joints sometimes leads to giving them a thickness that is greater than that of the regular part of the pipe; this makes it necessary to increase the diametral progression between concentric columns when there is a descent into the depth of the well.

Connection of the pipes to each other takes place either by screwing the threaded ends of the pipes into each other (called integrated joints) or using threaded sleeves that cover their ends. The pipes are lowered successively after they are screwed onto the end of the pipe or of the preceding sleeve.

The specification API 5 CT of the American Petroleum Institute (API) thus defines threaded tubular joints between two pipes of long length ("integral-joint tubing," "extreme-line casing"), as well as the threaded sleeve assemblies comprising two threaded joints that make it possible to connect two pipes of long length

using a sleeve. These API joints are not sealed unless there is an addition of a grease reinforced with metallic particles that fills the interstices between threads.

Naturally, the connections between pipes (or between pipes and sleeves) must remain sealed, no matter what stresses the pipes are subjected to at the time of their descent into the well and have a high mass limit that can be supported, since each joint handle supports the pipes located below it, at least partially. Also, the mechanical performance of the threaded joints appears to be closely connected with their geometric characteristics.

First of all, a threaded joint is defined by an "efficiency" in traction determined by the relationship between the transverse section of the pipe at a right angle to its thread, and the transverse cross section of the pipe in its length.

In addition, when the internal or external fluid pressure exerted on the pipes becomes excessive, the threads may disintegrate, above all in the case of threaded connections with rounded triangular threads. It is for this reason that generally trapezoidal threads are preferably used.

This being the case, no matter what type of thread is used, in spite of the use of grease reinforced with particles, a leakage channel always exists in which a fluid at high pressure can circulate due to the clearance existing between the surfaces that are not in contact. For a given tensile load, there is a fluid pressure threshold, beyond which the combined force of traction and pressure causes a disengagement of the threads of the male parts and female parts in contact on threaded API joints.

To prevent this, the joints and threaded assemblies have been the object of various kinds of improvements: for example, the patents FR 1489013, EP 0488912, US 4494777 have shown how to produce threaded tubular joints

called superior or "premium" that are especially well sealed due to the metal-metal sealing and to the stops that are judiciously arranged between male elements and female elements.

This can be carried out by two conical sealing areas with interfering contact, the male sealing area being arranged externally to that of the male thread and the female sealing area being arranged in a corresponding manner on the female element. Transverse insertions are used to position the sealing areas and to reinforce their effectiveness.

As indicated, after lowering a pipe column into a well, the plan is to subject it to diametral expansion with permanent plastic deformation. This is carried out, for example, using an expander that is forced to pass through the inside of the column, see patents or patent requests WO 93/25799, WO 98/00626, WO 99/06670, WO 99/35368, WO 00/61915, GB 2344606, GB 2348657. This offers very interesting potentials:

- lowering a column that requires a small amount of axial space, which is then expanded using force;

- putting a column of casing pipes in place in this way,

- at the same time, stopping up the holes of a casing or production pipe in situ that has been pierced by corrosion or by scraping of the drill stem, or even lowering pipes into the well that take up a small amount of axial space and will be expanded to the desired diameter once in place.

- finally and above all, making it possible to drill wells with uniform diameter along the entire length, in which the casing is produced using a column of pipes all of the same diameter, the pipes being introduced in the non-expanded state, then being expanded, in situ, to the diameter of the well.

Thus, it will be possible to greatly decrease the number of pipes necessary to fit out a well, by eliminating the pipes of very large diameter and of very great thickness.

As a result, the cost of the wells is decreased. It is also possible to conceive of drilling wells directly with the column of casing pipes, which will play the role of a train of drill stems.

It has been found that producing threaded joints that will perform their function after this expansion is extremely delicate, and all the more so in that these must be reliable (all of the joints must hold) and stable under function conditions.

It has been found that the classic tubular threaded joints such as those according to patent US 4494777 do not support plastic diametral expansion. After expansion, the following is confirmed on these joints:

- an absence of sealing (which also prevents carrying out the expansion by pushing the expander through the column using hydraulic);
- a deflection of the male end toward the inside of the joint which considerably reduces, in an unacceptable manner, the operational internal diameter of the column by causing an internal projection into the space defined by the operational internal diameter;
- possibly breakage of the lip of the male end by exceeding the deformation capacity of certain areas that are especially stressed due to the variations in thickness all along the male and female elements in comparison to the thickness at the body of the pipe.

Thus, an attempt has been made to produce a tubular threaded joint that would be able to resist the expansion operation in the well and which would be impervious to liquids and gases after the said expansion operation. An attempt has also been made so that the tubular threaded joint would be simple and economical to produce. There has also been an attempt to ensure that the threaded joint has good metallurgical properties in service, i.e. after expansion, in particular in that it has an adequate elasticity limit in this state and that it is free

of fragility and that it exhibits good characteristics with respect to cracking under stress by H₂S.

Threaded joints having a male lip corresponding to a female seat (US 4611838, US 3870351, WO 99/08034, US 6047997) are known. It has been found that these known assemblies are not sealed after plastic expansion, which had also never been foreseen.

In US 4611838, the male lip has an annular male end surface comprising an annular tooth; and an annular female shoulder surface comprising an annular groove is provided. For insertion, the male lip has an external toric peripheral surface and the female seat has a conical internal peripheral surface. These peripheral surfaces interfere radially for the purpose of screwing them together to make up the sealing areas. US 4611838 provides for maximizing the radial interference of the external toric peripheral surface of the male lip with the internal conical peripheral surface of the female seat for the purpose of screwing them together (and also for the sealing of the threaded joint) due to the shape of these peripheral surfaces and having the effect of supporting the internal surface of the groove on the lower surface of the tooth. However, the male end surface according to US 4611838 is not held well in position in that of the female shoulder of the threaded joint and thus does not allow transmission of a bending moment at the free end of the male lip because of the open space between the upper wall of the tongue at the free end of same and the upper wall of the groove at the base of same. Thus, sealing after expansion cannot be guaranteed.

US 3870351 presents a configuration of the lip and the male end and of the adjacent female seat of the configuration of US patent 4611838, the surface of the male free end being buckled so that it is convex and resting against a concave female shoulder surface in such a way as to produce two sets of metal-metal sealing areas, one at the level of the buckled surfaces,

the other set being arranged on the external peripheral surface of the male lip and on the internal peripheral bearing surfaces of the female seat. A configuration such as this makes it possible to increase the radial interference between the peripheral bearings on the threaded joint, however, this is not adequate for the application under consideration (sealing after expansion).

WO 99/08034 describes a threaded joint with square threads having a male lip corresponding to a female seat and exhibiting annular surfaces on the male end and female shoulder in the form of surfaces that are engaged with each other. The external peripheral surface of the male lip and the internal peripheral surface of the female seat have cylindrical parts that interfere radially with each other to form a set of sealing areas so that the male and female rabbets are embedded. The configuration of these surfaces is complex and expensive to produce and does not offer any guarantee of sealing after plastic expansion. In addition, the enclosure of grease involves the hazard of obtaining poor positioning of the threaded elements.

Finally, US 6047997 describes a structure for drill stems for subterranean conduits for which there is no particular sealing requirement. The male end surface according to this patent is inserted in a female shoulder surface, but the figures show a significant space between the external peripheral surface of the male lip and the internal peripheral surface of the female seat. This is also not satisfactory for the application under consideration.

In the technique of assembly using expansion, each pipe abuts the pipes that are already assembled after passing through the inside of the preceding pipes. To allow this passage, the diameter of each pipe that has already been assembled is subjected to an expansion on the order of 10 to 25%, starting with

the first one, by the passage of an expander with a generally conical form pulled from the surface of the well. This expansion of the pipes also makes it possible to improve the sealing at the level of the contact surfaces of the joints.

One embodiment of a joint with metal against metal sealing in the form of a finger adapted to this technique is described in WO 02/01102 mentioned above. Another embodiment is presented in the French patent request that has not yet been published, FR 02 00055 mentioned above. Each of these implementations describes a sealing joint that is able to be expanded and, once expanded, has sealing areas that ensure imperviousness to fluid or even to gas.

A sealing area is made up of two surfaces in contact subject to contact pressures. A sealing area remains impervious to liquid pressures, even gas pressures that are even higher than the contact pressure of these surfaces. In addition, the dimensions of these sealing surfaces (width and length) also has an influence on sealing. The present invention proposes to improve the sealing of these joints with the liquid and gas pressures, in particular by increasing the contact pressure at the level of the sealing areas.

Figure 1 shows a joint comprising a threaded male element 1 arranged at the end of a first pipe 11. This male element is screwed into a threaded female element 2 arranged at the end of a second pipe 12. The internal diameter of the male threaded element is equal here to the internal diameter DI of pipes 11, 12. In the embodiment in Figure 1, the external diameter of the threaded female element is equal to the external diameter DE of pipes 11, 12, solely by way of example.

The joint is shown in Figure 1 in its state where it is simply inserted and screwed together before any diametral expansion operation.

The second pipe 12, as is shown, is a pipe of long length. This second pipe could be, in a manner not shown, a sleeve equipped on one side with the female element 2 and on the other side a second female element, symmetrical or not to the latter and screwed together with a male element located at the end of another pipe with long length.

Only the male element 1 is shown in Figure 2.

It comprises a male threading 3, conical with trapezoidal threads and is extended toward its free end by a non-threaded end part made up of a groove 21 and a lip 5 and ends in an annular male end surface with 9.

Groove 21 is shallow and has a U shape.

It starts immediately beyond the threading and its depth h_g is less than the height of the threads of threading 3. In this way, the base of the groove reaches the base of the first thread of the threading.

The length of the groove l_g is essentially equal to 4 times its depth h_g .

Lip 5 exhibits:

- a) An external peripheral surface 7 with cylindrical shape,
- b) An internal peripheral surface 19 that corresponds to the end area of the cylindrical internal peripheral surface of the first pipe 11.

Lip 5 thus has a uniform thickness e_1 that is essentially equal to half of thickness e_1 of pipe 11. It has a length l_1 measured from the end of the groove to a line perpendicular to the surface 15 (defined below) that is essentially equal to 3 times the thickness of the lip e_1 .

The male end surface 9 forms a rabbet. This rabbet is made up of an annular transverse male surface 15 and an annular tongue 13 projecting axially next to the transverse surface 15. The male transverse surface 15 is located on the side of the rabbet turned toward the inside of the threaded joint.

The external peripheral surface of the tongue 13 is in the extension of the surface 7 of the lip while its peripheral internal surface 17 is e.g. cylindrical.

The radial thickness of the tongue 13 is essentially identical to that of the transverse surface 15 while the height of the tongue (or axial projection of same) is essentially equal to the radial thickness of this same tongue. It can also be equal to 1.5 times this radial thickness to better hold the free end of the tongue at the time of the expansion.

Female element 2 is shown alone in Figure 3.

Starting from the free end of the female element, it comprises a female threading 4 with trapezoidal threads analogous to the male threading 3, then a non-threaded part 6. This non-threaded part 6 forms a seat to correspond and cooperate with the lip 5 of the male element 1.

The female seat 6 has a peripheral surface 8 turned toward the inside, with cylindrical shape, connected on one side to the female threading 4 and on the other side, by way of a female shoulder 10, to the peripheral internal cylindrical surface 20 of the second pipe 12.

In a general way, the diameter of the peripheral surface 8 of the seat is very slightly greater than the diameter of the external peripheral surface 7 of the male lip 5. In this way, the surfaces 7 and 8 can glide against each other with little clearance at the time that the male element is screwed into the female element,

for example, with a clearance of 0.2 mm. The advantage of such sliding will be explained further on.

The female shoulder exhibits an annular shoulder surface 10 that is arranged in a way that essentially corresponds to that of the male end 9 and has a shape that is essentially homologous to it. The surface 10 forms a rabbet made up of a transverse annular female surface 16 and an annular groove 14 adjacent to the transverse surface 16.

The transverse female surface 16 is located on the side of the rabbet turned toward the inside of the threaded joint.

The wall 18 of the groove 14 adjacent to the transverse surface 16 is e.g. cylindrical and can be joined to the latter by a rounding or chamfer. The opposite wall of the groove is in the extension of the peripheral surface 8. When the threaded joint is screwed together, the surface 17 of the tongue is "connected" on the wall 18 of the groove until the free transverse end of the tongue arrives at the base of the groove 14. The axial height h_r of the tongue 14 and the axial depth P_r of the groove are such that the transverse surfaces 15 and 16 do not come into contact except after additional screwing. The slight clearance between the cylindrical surfaces 7 and 8 and between the surfaces of the tongue and of the groove that extend them make possible the evacuation of the grease at the end of screwing procedure and thus a correct positioning of the lip 5 with respect to the seat 6.

Figures 4 to 7 explain the phenomena of deformation that occur when a diametral expansion on the order of 15% is carried out, by means of an expander, on the pipes assembled by the threaded joints which have just been described and which make it possible to finally obtain a sealed expanded joint.

Such a deformation carried out on metallic materials leads to plastic deformations of the metal.

Thus, it goes from an external diameter of 139.7 mm (5.5 in) on the second pipe 12 upstream of the expansion and, as a result, in the part that is not deformed yet with an external diameter of 157.5 mm (6.2 in) on the expanded first pipe 11 (perpendicular to or downstream of the outlet taper 33 of the expander). Because of this fact, it is necessary to use a metal for the pipes that will withstand such plastic deformations.

The plastic deformations generated increase the elasticity limit of the products: a pipe initially having an elasticity limit of 310 MPa (45 KSI) would thus increase to 380 MPa (55 KSI) after deformation.

The diametral expansion is carried out in a known manner using an expander 30 (Figure 4) with adequate maximum diameter. The passage of this expander in the pipes is forced either by pulling using the drill stem or by pushing it, e.g. using hydraulic pressure.

For example, the expander has the shape of a double taper with an inlet taper 31 on which the expansion is carried out, a cylindrical median part 32 and a conical outlet part 33. All of the surfaces of the parts of the expander are connected to each other by adapted connecting radii.

WO 93/25800 discloses, in particular, inlet taper angles that are especially adapted to the diametral expansion of the pipes equipped with slots and called EST (expandable slotted tubing) for operation of hydrocarbon wells.

Since pipes 11, 12 have a cross section that is essentially constant, their ends do not pose any particular problem at the time of the passage of the expander provided that the deformation capacity of the metal of which they are made is adequate.

The expansion process of the threaded joint can be broken down into 4 phases, which are the subject of FIGS. 4 to 7.

Naturally, the expansion operation could be carried out in the opposite direction and lead to adequate results, the preferred embodiment of the deformation is shown, in which the expander moves from the male element 1 of the first pipe 11 toward the female element 2 of the second pipe 12.

a) Expansion phase on the taper of the expander

Figure 4 shows the threaded joint in the course of this phase.

The expansion is carried out by the inlet taper 31 of the expander 30, and Figure 4 shows the male threading 3 and female threading 4 in the course of the diametral expansion.

In Figure 4, the inlet taper 31 of the expander 30 starts the deformation of the male lip and the homologous female seat area by bending them in order to tip them with respect to the axis of the assembly.

In the course of this expansion phase, the reaction forces to the passage of the expander 30 are transferred progressively from the first pipe 11 to the second pipe 12.

Because of these reaction forces, the male lip 5 is compressed axially by the annular female shoulder surface 10 in the course of this expansion phase.

The end of the expansion phase corresponds to the arrival of the free end of the male element at the end of the inlet taper 31 of the expander.

b) Bending phase

In the course of this phase, the male lip is located at the level of the central part 32 of the expander: see Figure 5.

i) Male lip

At each of its two ends, the male lip 5 is exposed to bending moments in opposite directions.

The surface of the male end 9 is actually held in position in the female shoulder surface 10 because of the fact of the rabbets with supports 15, 16 and of the enclosure system of tongue 13/groove 14.

The enclosure of the rabbets requires the free end area of the male lip 5 to follow the inclination of the area 22 beyond the shoulder where the female element has its full thickness. This area 22 is again in the course of expansion on the inlet taper 31 of the expander and thus creates a bending moment at this level.

The other end of the lip, on the male threading side 3, is no longer supported and exerts a bending moment against the lip opposite to that at the free end of the lip.

The bending moments with opposite sign at the two ends of the male lip produces a banana curve of the male lip 5 as in Figure 5, the external peripheral surface 7 of the lip 5 taking the form of a convex buckled shape.

The state of axial compression of the male lip 5 at the end of the expansion phase facilitates its curvature under the effect of the bending moments.

The groove 21 located between the male lip 5 and the male threading 3 plays the role of a plastic expander, which accentuates the curvature of the male lip by limiting the length on this lip on which this curvature can occur.

Still it is necessary to be careful in this case that the compression stresses at the level of the male lip do not cause the metal 23 to bend under the groove.

Such buckling would cause the metal under the throat to project from the inner peripheral surface 19.

ii) Female groove

The same bending phenomenon is produced on the female groove.

When the area of full thickness 22, relatively rigid in comparison to the relatively thin lip areas, passes through the middle part, it further expands, rendering the inner diameter of the area 22 larger than that of the middle part 32 of the ball. This additional expansion is described in document WO 93/25800.

c) Straightening phase

As shown in Figure 6, this phase corresponds to the passing of the female full thickness area 22 onto the middle part 32 of the ball 30.

i) Female housing

The bending produced in the preceding phase tends to approach zero under the effect of the circumferential tension and stress, creating a state of axial bending stresses opposite to those of the curvature, thereby causing straightening.

The bending moment produced by these stresses is proportional to the thickness of the material above the straightening. When the pipe 12 at its thickest point (area 22) is affected by the bending moment, such does not suffice to straighten the inside peripheral area of the female groove, which now tends to sink toward the product axis. This behavior is seen by a local decrease in the outer diameter of the pipe 12.

ii) Male lip

As the female part is being straightened, the difference in axial space created by the bending decreases. Thus the male lip 5 gradually loses its compressed state. Next, the formerly inserted surfaces 15, 16 separate. This phenomenon is reinforced by the "sinking" of the inner peripheral surface 8 of the female groove, which causes the insertions 15, 16 to open.

The banana-shaped deformation arising during the previous phase is maintained.

d) Final state

Figure 7 shows the final state of the threaded joint after the ball has passed through.

The state of circumferential stresses generated by expansion leads to reinforcement of the outer peripheral surface 7 of the male lip by the inner surface 8 of the female groove, making it possible to speak of a self-reinforcing of the surfaces 7, 8 of the threaded joint in its expanded state, thereby ensuring sealing. The male lip 5 does not sink toward the axis, because the radial misalignment imposed by the enclosing of the rabbets 9, 10 has created sufficient plastic deformation.

The elastic recovery of the threaded joint elements after passage of the ball is negligible in view of the plastic deformations taking place.

The radial shrink fitting induced by the contact pressure of several dozen MPa, which may exceed 100 MPa, suffices to ensure sealing at the inside or outside pressures of the threaded joint. The length of the shrink fitting is sufficient across the entire periphery of the contact surfaces to ensure a stable seal between these surfaces.

Moreover, sealing is necessary when the expansion is created by hydraulically pushing the ball 30 under a pressure ranging from 10 to 30 MPa, with any leakage of the now expanded joints keeping the ball from penetrating further into the column and consequently blocking the expansion process.

If there is too much clearance between the peripheral surface 7 of the male lip 5 and the peripheral surface 8 of the female groove on the threaded joint prior to expansion, there will be no reinforcement of these surfaces once expansion has ceased.

Radial interference between these surfaces in the initial state prior to expansion could hamper the differential deformations (curvature, straightening) between these surfaces during expansion, differential deformations that make reinforcement of these surfaces possible when expansion ceases. Such interference also risks causing these surfaces to seize up while being screwed together, and poor positioning of the elements with improper enclosure of the surfaces 9, 10 and at the same place a weak reinforcing of the surfaces 7, 8 after expansion.

In one preferred embodiment, the ring-shaped rabbet with transverse surfaces 15, 16 and the tongue 13 and groove 14 mechanism keeps the free male end from sinking during expansion. Other embodiments of the inserted surfaces 9, 10 are possible so as to obtain the same results.

If the male lip 5 is too thin, with a thickness le less than one-third of the total thickness and the pipes 11, 12, an effective insertion at the transverse surfaces 15, 16 will not be possible.

If, on the contrary, the thickness $e1$ of the male lip 5 is more than $2/3$ of the total thickness and the pipes 11, 12, the thickness of pipe 12 in the area of the female groove will result in an overly weak critical section of the female threading 4

and consequently making the threads insufficiently resistant to traction.

The length-thickness ratio of the male lip 5 governs the compression and bending behavior of the lip 5.

A male lip 5 of length l_1 less than its thickness e_1 will not allow for sufficient bending of the peripheral surface 7 of the male lip 5 and/or straightening of the peripheral surface 8 of the female groove.

A male lip 5 of length l_1 more than 4 times its thickness e_1 can cause buckling of the male lip and the internal projection of the lip on the threaded side.

This effect is increased by the presence of a throat 21 between male threading 3 and male lip 5.

For this reason, the throat preferably is of limited depth at the threading point, and a limited length in proportion to its depth.

A tongue 13 of insufficient radial thickness and axial height less than the radial thickness cannot be sufficiently held during expansion.

Figure 8 shows a tubular joint after screwing the threaded parts of its tubular elements intended for diametral expansion in accordance with the present invention.

This joint comprises the male 11 and female 12 tubular elements as shown in Figure 1. The end area of the male pipe comprises the lip 5 whose peripheral surface 8 is suitable for contacting the peripheral surface 7 of the female groove 8 of the female pipe 12 during expansion of the joint. The contact area where contact merges between the surfaces 7, 8 after expansion is known as a IC internal sealing area since it is located on the inside of the joint. After expansion, there is also a contact area

between one surface of the tongue of the male lip and one surface on the groove of the female tubular element.

A tubular sleeve 36 is positioned concentrically to the female tubular element 12. Because of its inside diameter, this tubular sleeve 36 can be slipped on by an operator before screwing the tubular elements 11 and 12 onto the female tubular element 12 and can make contact with the outside surface 37 of the tubular element 12. This tubular sleeve extends over its entire length l_{m1} to axially cover the lip 5 and going from one end to the other of lip 5, i.e., from the threaded side and beyond the tongue 13. The tubular sleeve 36 is advantageously centered on the lip.

When screwing is finished and prior to expansion, the tongue 13 is axially inserted against the bottom of the groove 14 and the sealing surfaces 7 and 8 are cylindrical and arranged with slight clearance between each other once they have been screwed together. During expansion, the lip 5 is held by the tongue 13 and groove 14 enclosure mechanism.

In the example, the tubular sleeve 36 is made of the same material as that of the tubular elements whose elastic limit is, for example, the same as that of the material from which these tubular elements are made. Following diametral expansion, the tubular sleeve generates an elastic recovery force that combines with that of the female element to counteract the elastic recovery of the male element, thus reinforcing the female element by means of the tubular sleeve. In addition, the difference in elastic recovery between the male element and the assembly comprised of the sleeve and the female element causes compression of the female element. Since the tubular sleeve 36 covers the surfaces 7 and 8, going a bit further, compression results in increased contact pressure between

the sealing surfaces 7 and 8 of the male and female elements. The male element is also reinforced by the female element. The presence of the tubular sleeve 36 requires scarcely more expansion energy than when there is no tubular sleeve (approximately 10%), and considerably reinforces the contact pressure in the CI internal sealing area after expansion (approximately 200% for a sleeve 4-5 mm thick).

In the example of the embodiment, prior to expansion, the tubular sleeve 36 is defined as follows:

- a cover length l_{m1} at least approximately equal to the length of lip l_1 , plus approximately 2 to 8 times the width of one thread at the most;

- a limited radial thickness $em1$ ranging from a maximum radial thickness determined by the maximum space for the joint to a minimum radial thickness determined by an excessively weak effect of the sleeve on the elastic recovery of the threaded elements: advantageously, the radial thickness is a few millimeters, e.g., at least 1.5 mm and preferably 4-5 mm for pipes with an outer diameter of approximately 150 mm and 7-8 mm thick. Preferably the sleeve thickness is very close to that of the male lip. Following expansion, radial thickness is at least 1 mm.

In one embodiment of the present invention, the surfaces 7 and 8 define the sealing area known as the internal IC of the joint after diametral expansion. However, another sealing area is formed before and after diametral expansion of the sealing joint represented in Figure 8.

Accordingly, the female tubular element 12 has an unthreaded female lip 38 between its threading and its free end. This female lip 38 has an inner peripheral surface 41 ending at a radial surface 39, forming a ring-shaped surface. The male tubular element 11 has an outer peripheral surface 40 on the male threaded side facing its free end. Once

all of the male and female tubular elements have been screwed together, the inner peripheral surface 41 interferes radially with the outer peripheral surface 40 of the male tubular element 11 in order to define a sealing area prior to expansion. Both surfaces 40 and 41 are conical and similarly tapered. Since during expansion the female lip is not axially inserted against the male element, no bending or counterbending takes place as in the case of the male lip axially inserted against the female element. Therefore the female lip does not sink toward the axis. Expansion is followed only by a slightly more significant elastic recovery of the female lip 38 in comparison to the underlying male element. This creates a sealed contact between the inner peripheral surface 41 of the female lip and the equivalent peripheral surface 40 of the male tubular element 11. Once surfaces 40 and 41 have been screwed together, interference ensures contact between these surfaces during elastic recovery following expansion.

The sealed contact area between these surfaces 40 and 41 following expansion is known as the EC external sealing area since it is located on the outside of the joint.

Any other means notwithstanding, the external sealing created in the EC area is, however, less than that created in the IC area.

A tubular sleeve 34 is positioned concentrically to the female tubular element 12. Because of its inside diameter, this tubular sleeve 34 can be slipped on by an operator before screwing the tubular elements 11 and 12 onto the female tubular element 12 and can make contact with the outside surface 37 of the tubular element 12. This second tubular sleeve extends over its entire length l_{m2} to axially cover the peripheral surfaces 40 and 41 suitable for defining the sealing area before and after expansion and going from one end of these surfaces to the other, i.e., from the threaded side and beyond

the radial surface 39. In the example, the tubular sleeve 34 is made of material similar to that of the tubular elements whose elastic limit is, for example, the same as that of the material from which these tubular elements are made. Following diametral expansion, the tubular sleeve generates an elastic recovery force that combines with that of the female element to counteract the elastic recovery of the male element, thus reinforcing the female element by means of the tubular sleeve. In addition, the difference in elastic recovery between the sleeve and the inner surface of the male element causes compression of the female element. Since the tubular sleeve 34 covers the surfaces 40 and 41, going a bit further, compression results in increased contact pressure between the sealing surfaces 40 and 41 of the male and female elements in comparison to a similar threaded joint without a sleeve 34. The male element is also reinforced by the female element. The presence of the tubular sleeve 34 requires scarcely more expansion energy than when there is no tubular sleeve, and considerably reinforces the contact pressure in the EC external sealing area after expansion (more than 300% approximately).

In the example of the preferred embodiment, prior to expansion, the tubular sleeve 34 is defined as follows:

- a cover length l_{m2} at least approximately equal to the axial length of the female lip 38 plus approximately 2 to 8 times the width of one thread at the most;
- a limited radial thickness e_{m2} ranging from a maximum thickness determined by the maximum space for the joint to a minimum thickness determined by an excessively weak effect on the elastic recovery: advantageously, the thickness is a few millimeters, e.g., at least 1.5 mm and preferably 4-5 mm for pipes with an outer diameter of approximately 150 mm and 7-8 mm thick. Again the sleeve thickness 34 is preferably of the same size as that of the female lip. Following expansion, radial thickness is at least 1 mm.

For either sleeve 34 or sleeve 36, a short sleeve creating a material break with regard to the male and female threaded elements boosts sealing performance, especially external sealing, much more than a long sleeve added on, or extra-thick material added to the female element instead of the sleeve(s). This fact does not appear to be at all evident.

Various methods for assembling the sleeves have been considered.

In one embodiment, the tubular sleeve 34 comprises a radial projection 42 at one of its ends. Accordingly, before screwing the tubular elements 11 and 12 together, an operator slips the tubular sleeve 34 onto the tubular element 12 beginning at the end opposite to the one with the projection, with the inner peripheral surface of the sleeve in contact with the outer peripheral surface 37. The tubular sleeve 34 is slipped on until the radial projection 42 comes into contact with the radial surface 39. The tubular sleeve 34 is thus axially positioned. The radial projection 42 may advantageously be glued to the radial surface 39 in order to improve the contact pressure. A "grease-glue" compound that hardens in a few minutes under anaerobic conditions may be used to maintain the positioning of the tubular sleeve with regard to the female element during expansion. The layer of glue may be sheared and cracked during expansion without causing problems.

In one variation of the embodiment, the tubular sleeve 36 or otherwise 34 is slipped onto the tubular element 12, before being screwed on by the operator and positioned axially using a mark on the outer peripheral surface 37 of the female tubular element 12. The mark may be a shallow groove. The axial position of the tubular

sleeve(s) 36 and/or 34 may be held by using the "grease-glue" as with the sleeve with a radial projection. The axial position of the tubular sleeve(s) 36 and/or 34 may also be held by using a very light shrink fitting on the female tubular element, which can be done by heating the sleeve and/or cooling the female element.

The radial thickness of a tubular sleeve can be reduced at the price of a less effective reinforcement of the seal created by the sleeve. It is nevertheless possible for the thin sleeves to compensate to a small degree for their loss of effectiveness by increasing their elastic limit in comparison to that of the male and female elements 11 and 12. The more the elastic limit of the sleeve exceeds that of the male and female elements, the better the seal at a given thickness. The elastic limit of the tubular sleeve can be changed by heat treatment. However, the ductility of the material is generally reduced when the elastic limit is increased. A compromise may be reached between a ductility sufficient to produce diametral expansion without breaking the tubular sleeve and a sufficiently high elastic limit to ensure sufficient sealing despite the limited radial thickness of the tubular sleeve.

When a tubular element comprises only one EC external or IC internal sealing area, this sealing area is able to ensure sealing of liquids in an inward-outward as well as outward-inward direction. In this instance, the terms "external sealing area" and "internal sealing area" basically make it possible to place the sealing area at the free end of the male or female tubular element.

Addendum 1 lists the performances of threaded joints in terms of integrated contact pressure over the width of contact. This study is intended to compare, with regard to a single threaded reference joint (case 1), the different embodiments of the present invention adapted to this single threaded joint. The reference joint

is a threaded joint with an outer diameter of 152.4 mm (6 inches) and a metric weight of 27.8 kg/m (18.6 lb/ft) of AISI 420 steel (13% Cr) using the US designation (corresponding to the European designation X20Cr13), treated for API L80 grade (API = American Petroleum Institute), corresponding to the minimum elastic limit of 551 MPa.

Tables 1 and 2 contain the results of external and internal sealing, respectively, by percentage for each case in question with regard to the internal sealing of the reference case:

- case 1: threaded reference joint,
- case 2: threaded reference joint covered with a very long sleeve attached to the male threaded element and covering the threads and the male and female lips, thickness of 4.5 mm, made of the same steel as the threaded joint (13% Cr) and treated the same as the joint (API L80),
- case 3: threaded reference joint fitted with two short sleeves in accordance with the present invention (Figure 8) of the same thickness, with the same material and treatment as in the previous case,
- case 4: Same as case 3, though fitted with a single sleeve at the level of the female lip, very thin (1.6 mm thick) and glued to the female element at its radial projection,
- case 5: Same as case 4, though fitted with a sleeve treated for API P 110 grade (corresponding to elastic limit $R_{p0.2} \geq 758$ MPa).

In case 1, the internal sealing is excellent, though the external sealing is weaker (44% of internal sealing). A long sleeve (case 2) improves only the internal sealing. The use of two short sleeves (case 3) of thickness similar to case 2 improves both external and internal sealing. When the thickness is sharply reduced (case 4), sufficient external sealing can be maintained (the only one studied). Increasing the sleeve grade, and thus the elastic limit (case 5), makes it possible to increase the external sealing,

which approaches the sealing level of the reference case.

Peak effort (not shown here), generated by having the sleeve for diametral expansion, and expansion energy are very limited.

For a tubular element with both internal and external sealing areas, one alternative embodiment of the tubular sleeve comprises a tubular covering part 45 as shown in Figure 11, consisting of the sleeves 34 and 36 of Figure 8, interconnected by a tubular spacer 46. The radial thickness of this tubular spacer 46 is considerably less than that of the sleeves 34 and 36, and is virtually unable to counteract the diametral expansion force over the entire length of the spacer 46.

The various methods for assembling this covering part are the same as for the tubular sleeve 34 itself.

The present invention is not limited to the embodiments described by way of example.

The present invention applies to joints with only an internal sealing area, to those with only an external sealing area, and those with both types of sealing area. The present invention may be adapted to joints with other sealing areas, for example such as intermediate sealing areas.

Addendum ITable 1

Case number	1	2	3	4	5
external sealing (in % by comparison to the internal sealing of case 1)	44	42	158	89	99

Table 2

Case number	1	2	3
internal sealing (in % by comparison to the internal sealing of case 1)	100	220	201

Claims

1. A threaded high-performance tubular joint comprising an initial male tubular element (11) and a second female tubular element (12) suitable to be screwed together using their respective conjugated threading, at least one of the first and second tubular elements (11,12) bearing an unthreaded lip (38,5) extending between its threading and its free end and with a sealing surface (40,7) suitable for making a tight seal with the facing surface (41,8) of the other element after being screwed together, diametral expansion, then the generation of elastic recovery forces of the first and second tubular elements, wherein the joint comprises a tubular sleeve (34,36) suitable for the following: to be slipped onto the second element (12) before screwing; to be positioned in order to extend axially essentially with regard to said lip (3,5); and, after diametral expansion, to create an elastic recovery force combining with that of the second element to counteract the elastic recovery force of the first element, thereby producing at least the reinforcement of the second element by the tubular element.

2. The tubular joint of claim 1, wherein the unthreaded lip (5) of the first element comprises a tongue at one end suitable for being axially inserted into a corresponding groove in the second element after being screwed together and prior to expansion, said unthreaded lip suitable for being held by the tongue in the groove during diametral expansion.

3. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the sealing surface of the lip and the facing surface are cylindrical and are positioned with slight clearance between each other after being screwed together and prior to diametral expansion.

4. The tubular joint of claim 1, wherein the sealing surface of the lip and the facing surface

are suitable for radially interfering with each other after being screwed together and prior to diametral expansion.

5. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein both the first and second tubular elements (11,12) have an unthreaded lip (38,5) extending between their threading and their free end and with a sealing surface (40,7) suitable to be placed in tight contact with the facing surface (41,8) of the other element after being screwed together, diametral expansion, and then generation of elastic recovery forces of the first and second tubular elements, and wherein the joint comprises two tubular sleeves (34,36) suitable for the following: to be slipped onto the second element (12) before screwing; to be positioned in order to extend axially essentially with regard to said lips (38,5), respectively; and to create an elastic recovery force combining with that of the second element to counteract the elastic recovery force of the first element, thereby producing at least the reinforcement of the second element by the tubular element.

6. The tubular joint of claim 5, wherein the two sleeves (34,36) are interconnected with a spacer (46) whose transverse section is smaller than that of the sleeves, with said sleeves and spacer being a single piece (46).

7. The tubular joint of claim 6, wherein the radial thickness of the tubular spacer (45) is less than that of the sleeves.

8. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the covering length lm_2 , lm_1 of each tubular sleeve (34,36) is approximately equal to the length of the facing lip, with the option of adding no more than 8 turns of said threads.

9. The tubular joint of claim 8, wherein each sleeve (34,36) is centered on the facing lip (38,5).

10. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the tubular sleeve (34) extended in front of the lip (38) of the second element comprises a radial projection (42) suitable for contacting a radial surface (39) located on the end of the second element (12) and suitable for facilitating the positioning of the tubular sleeve (34).

11. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the tubular sleeve (34,36) is held in position with regard to the second element (12) by gluing at least one part of the surfaces of the second element and the facing sleeve.

12. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the tubular sleeve (34,36) is axially positioned on the second element (12) by means of shrink fitting at least by cooling the second element (12).

13. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the tubular sleeve (34,36) is axially positioned on the second element (12) by means of shrink fitting at least by heating the tubular sleeve.

14. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the second element (12) contains a mark located on its outer peripheral surface (37) suitable for facilitating the positioning of the tubular sleeve.

15. The tubular joint of claim 14, wherein the marking is a shallow groove made on the second element (12).

16. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the radial thickness of the tubular sleeve is at least 1.5 mm.

17. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the material from which the tubular sleeve is made has an elastic limit greater than the elastic limit of the material from which the first and second elements are made.

18. The tubular joint of any one of the preceding claims, wherein the elastic limit of the material from which the tubular sleeve is made can be altered by heat treatment.

19. A procedure for creating a sealed tubular threaded joint, wherein one begins with a tubular threaded joint in accordance with any one of the preceding claims, referred to as an "initial threaded tubular joint," and wherein this initial threaded tubular joint is caused to undergo a diametral expansion in the area of plastic deformations using an expansion ball (30) of greater diameter than the inside diameter (ID) of said tubular elements, which is moved axially in the threaded joint, each sleeve or sleeves generating an elastic recovery force after expansion that combines with that of the second element in the region that it covers.

20. A high-performance impervious tubular joint obtainable by the procedure according to claim 19, comprising an initial male tubular element (1) and a second female tubular element (2) screwed together by their respective conjugated threads, at least one of the first and second tubular elements (11,12) having an unthreaded lip (38,5) extending between its threading and its free end and having a sealing surface (40,7) in sealed contact with the facing surface (41,8) of the other element, said joint also having a tubular sleeve surrounding and clamping onto the second element and extending axially essentially facing said lip.

37

1/4

[see source for figure 1]

[see source for figures 2 and 3]

39

3/4

[see source for figures 4, 5, 6, and 7]

40

4/4

[see source for figures 8 and 9]

French Republic

[logo] **INPI – National
Institute of Intellectual
Property**

PRELIMINARY SEARCH REPORT

established on basis of most recent
claims filed prior to beginning search

**National registration
no.**

FA 622429

FR 0208080

APPLICABLE DOCUMENTS		Claims in question	Classification assigned to invention by INPI
Category	Name of document with indication of parties concerned, if applicable		
A, D	WO 02 01102 A (JEAN LUC COULON; THIERRY NOEL (FR); GABRIEL ROUSSIE (FR); VALLOURE January 3, 2002 (01-03-2002) *Figures*	1-5, 19, 20	F16K15/04 E21B17/08 E21B17/042 TECHNICAL FIELDS OF RESEARCH (Int.Cl.7) F16L E21B
		Date search concluded March 17, 2003	Examiner Budtz-Olsen, A
CATEGORY OF DOCUMENTS CITED X: Single document applicable Y: Document applicable in combination with another document in same category A: Technological background O: Unwritten disclosure P: Inserted document		T: Theory or principle based on invention E: Patent document assigned a date prior to filing date and published only on such filing date or a subsequent date. D: Cited in application L: Cited for other reasons &: member of same family, corresponding document	

**ADDENDUM TO PRELIMINARY SEARCH REPORT REGARDING FRENCH PATENT
APPLICATION No. FR 0208080 FA 622429**

This Addendum provides the patent family member regarding patent documents cited in the above preliminary search.

Said members are contained in the computer files of the European Patent Office dated 03-17-2003.

Information provided is approximate, and shall not be binding on the European Patent Office or the French Administration.

Patent document cited in search report	Publication date	Member(s) of patent family	Publication date
WO 0201102 A	01-03-2002	FR 2811056 A1	01-04-2002
		AU 7065401 A	01-08-2002
		WO 0201102 A1	01-03-2002
		US 2002163192 A1	11-07-2002

For any information regarding this Addendum, cf. Official Bulletin of the European Patent Office, no. 12/82.

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.